

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIA E INGENIERÍA DEL TERRENO Y DE LOS MATERIALES



TESIS DOCTORAL

**EVALUACIÓN DEL GASTO EN FATIGA DE VASIJAS A
PRESIÓN DE REACTORES NUCLEARES CONSIDERANDO EL
EFECTO AMBIENTAL MEDIANTE EL EMPLEO DE DATOS
REALES**

AUTOR:

ROMAN CICERO GONZÁLEZ

DIRECTORES:

**JOSE ALBERTO ÁLVAREZ LASO
IÑAKI GORROCHATEGUI SÁNCHEZ**

Santander, Diciembre de 2013

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIA E INGENIERÍA DEL TERRENO
Y DE LOS MATERIALES**

TESIS DOCTORAL

**EVALUACIÓN DEL GASTO EN FATIGA DE VASIJAS A
PRESIÓN DE REACTORES NUCLEARES
CONSIDERANDO EL EFECTO AMBIENTAL MEDIANTE
EL EMPLEO DE DATOS REALES**

ROMÁN CICERO GONÁLEZ

Santander, Diciembre 2013

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIA E INGENIERÍA DEL TERRENO
Y DE LOS MATERIALES**

TESIS DOCTORAL

**EVALUACIÓN DEL GASTO EN FATIGA DE VASIJAS A
PRESIÓN DE REACTORES NUCLEARES
CONSIDERANDO EL EFECTO AMBIENTAL MEDIANTE
EL EMPLEO DE DATOS REALES**

Autor:

ROMÁN CICERO GONZÁLEZ

Director:

**D. JOSE ALBERTO ÁLVAREZ LASO
D. IÑAKI GORROCHATEGUI SANCHEZ**

**Tesis Doctoral presentada en la Universidad de Cantabria para la obtención del Título
de Doctor Ingeniero Civil
Santander, Diciembre 2013**

“Hay una fuerza motriz más poderosa que el vapor, la electricidad y la energía atómica: la voluntad”

Albert Einstein

AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mi más profundo y sincero agradecimiento a todas aquellas personas que con su ayuda, ánimos y comprensión han colaborado en la realización de esta Tesis Doctoral. En especial a los directores D. Iñaki Gorrochategui Sánchez y al Profesor José Alberto Álvarez Laso, por su supervisión, orientación y seguimiento continuo durante estos años.

Especial reconocimiento a todos los compañeros del LADICIM que de una forma u otra son partícipes de este trabajo. A los compañeros que me dieron la oportunidad de formar parte de este grupo, a los compañeros que dedicaron y compartieron su tiempo y vivencias conmigo durante todos estos años, a todos ellos que tuvieron que soportarme, muchas gracias. De forma particular quería agradecer a D. Roberto Lacalle y D. Sergio Cicero, por sus consejos y sugerencias, pero sobre todo, por su amistad.

Quisiera hacer extensiva mi gratitud a todos los compañeros de Nuclenor que de modo desinteresado han ayudado y aportado su conocimiento siempre que les he necesitado.

Un agradecimiento muy particular merecen mis padres y mis hermanos, Sergio y Lucía, que durante este largo camino han tenido siempre muestras de comprensión y paciencia en los momentos de más trabajo durante esta andadura, y que sin duda, se han convertido en un pilar fundamental para la consecución del mismo. A mis padres por haber conseguido, a base dedicación, paciencia y cariño, que entendiera la importancia de la educación, del aprendizaje y los estudios. Sin ellos, esta Tesis Doctoral no sería una realidad.

A las personas que durante este largo camino han aportado, de un modo u otro, su granito de arena para la realización de este trabajo, a todos ellos, muchas gracias.

0. ÍNDICE (1/6)

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. INTRODUCCIÓN AL FENÓMENO DE FATIGA	2
1.2. FATIGA DE BAJO NUMERO DE CICLOS	3
1.3. FATIGA TÉRMICA	6
1.4. CRECIMIENTO DE FISURA: FASE DE INICIACIÓN	6
1.5. DAÑO ACUMULADO	7
1.6. EFECTO AMBIENTAL	8
1.7. PLANTEAMIENTO DEL ANÁLISIS	8
1.8. OBJETIVOS GENERALES	9
2. ESTADO DEL ARTE	11
2.1. BASES DE LA FATIGA	11
2.1.1. INTRODUCCIÓN	11
2.1.2. HISTORIA Y ANTECEDENTES	11
2.1.3. ASPECTOS CUALITATIVOS	14
2.1.4. CICLOS DE TENSIÓN	15
2.1.5. LA CURVA S-N (TENSIÓN-Nº CICLOS)	17
2.1.6. DISPERSIÓN ESTADÍSTICA DE LA FATIGA	18
2.1.7. EFECTO DE LA TENSIÓN MEDIA EN LA VIDA A FATIGA	19
2.1.8. DAÑO ACUMULADO	21
2.2. FATIGA DE BAJOS CICLOS	23
2.2.1. BASES DE LA FATIGA DE BAJOS CICLOS	23
2.2.2. CICLO DE HISTÉRESIS	24
2.2.3. CURVA ϵ -N. COFFIN MANSON	28
2.3. CONTABILIDAD DE CICLOS	30
2.3.1. CONTABILIDAD DE CICLOS CON UN PARÁMETRO	30
2.3.1.1. CONTABILIDAD DE CRUCES DE NIVEL	30
2.3.1.2. CONTABILIDAD DE PICOS Y VALLES	32
2.3.1.3. CONTABILIDAD DE RANGOS	34
2.3.2. CONTABILIDAD DE CICLOS CON DOBLE PARÁMETRO	35
2.3.2.1. CONTABILIDAD DE PARES DE RANGOS	35
2.3.2.2. MÉTODO DE CORRIENTE DE LLUVIA	37
2.4. CODIGO ASME: MÉTODO DE CÁLCULO DE REFERENCIA	41
2.4.1. BASES DE LA FATIGA SEGÚN EL CÓDIGO ASME	42
2.4.2. EMPLEO DE DATOS DE FATIGA CONTROLADA POR DEFORMACIÓN	43
2.4.3. EFECTOS DE CONCENTRACIÓN DE TENSIÓN-DEFORMACIÓN	45
2.4.4. EFECTO DE LA TENSIÓN MEDIA	46
2.4.5. CURVA S-N	50
2.4.5.1. CONSIDERACIONES ACTUALES Y FUTURAS SOBRE LA CURVA S-N	52
2.4.6. DAÑO ACUMULADO SEGÚN ASME	55
2.4.7. PROCEDIMIENTO DE EVALUACIÓN DE FATIGA	55
2.4.7.1. INTENSIDAD DE TENSIÓN VARIABLE	56
2.4.7.2. ANÁLISIS DE LOS CICLOS DE CARGA	57
2.4.8. CASOS EXENTOS DE ANALISIS DE FATIGA	58
2.5. INFLUENCIA DEL MEDIO	59
2.5.1. FACTOR AMBIENTAL	60
2.5.1.1. EXPRESIONES PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR AMBIENTAL	61
2.5.1.1.1. Modelo de ANL (Modelo de referencia)	61
2.5.1.1.2. Modelo ASME (I) (Code Case 1)	63

0. ÍNDICE (2/6)

2.5.1.1.3. Modelo ANL Revisado (ASME (II) - Code Case-2)	64
2.5.1.1.4. Modelo MITI	66
2.5.1.1.5. Modelo JSME (Japanese Society Mechanical Engineering)	67
2.5.1.2. UMBRALES DE LOS PARÁMETROS DE CÁLCULO	68
2.5.1.3. EVALUACIÓN DEL FACTOR AMBIENTAL	69
2.5.2. CURVAS DE FATIGA MODIFICADAS	70
2.5.3. FACTOR MODERADOR (Z)	71
3. CALCULO DE TENSIONES MEDIANTE SISTEMAS DE MONITORIZACIÓN	72
3.1. INTRODUCCIÓN	72
3.2. SISTEMA DE MONITORIZACIÓN FATIGUEPRO	72
3.3. ALCANCE	73
3.4. ESTADO TENSIONAL DE LOS COMPONENTES	74
3.4.1. INTEGRAL DE DUHAMEL. FUNCIÓN DE INFLUENCIA DE UN SISTEMA DINÁMICO.	76
3.4.1.1. RESPUESTA DE UN SISTEMA DINÁMICO ANTE UN ESTÍMULO UNITARIO	79
3.4.1.2. RESPUESTA DE UN SISTEMA DINÁMICO ANTE UN ESTÍMULO ARBITRARIO: INTEGRAL DE DUHAMEL	80
3.4.1.3. RESPUESTA DE UN SISTEMA DINÁMICO ANTE UN ESTÍMULO ESCALÓN	81
3.4.1.4. INTEGRAL DE DUHAMEL APLICADA AL ANÁLISIS TENSIONAL DE LA CNSMG	83
3.5. TIPOS DE TENSION	84
3.5.1. TENSIONES POR PRESIÓN	85
3.5.1.1. CASO PARTICULAR: TENSION POR PRESIÓN EN LA C.N.S.M.G	85
3.5.2. TENSIONES MECÁNICAS	86
3.5.2.1. CASO PARTICULAR: TENSIONES MECÁNICAS EN LA C.N.S.M.G	86
3.5.3. TENSIONES TÉRMICAS	87
3.5.3.1. CASO PARTICULAR: TENSIONES TÉRMICAS EN LA C.N.S.M.G	87
3.5.4. TENSIONES DE ESTRATIFICACIÓN TÉRMICA	88
3.5.4.1. CASO PARTICULAR: TENSIONES DE ESTRATIFICACIÓN TÉRMICA EN LA C.N.S.M.G	88
3.5.5. TENSIONES POR PRESIÓN DIFERENCIAL O CIRCULACIÓN DE CAUDAL	89
3.5.5.1. CASO PARTICULAR: TENSIONES POR PRESIÓN DIFERENCIAL EN LA C.N.S.M.G	89
3.5.6. TENSION TOTAL	90
3.6. ACOPLAMIENTO TENSIONAL EN SISTEMAS DE MONITORIZACIÓN	90
4. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	92
4.1 ESTUDIO DE LA METODOLOGÍA DE EVALUACIÓN A FATIGA DE LOS SISTEMAS DE MONITORIZACIÓN	92
4.2 ANÁLISIS COMPARATIVO DEL EFECTO DEL MEDIO EN EL DAÑO A FATIGA EN TRANSITORIOS REALES	93
5. METODOLOGÍA PROPUESTA PARA LA EVALUACIÓN TENSIONAL MEDIANTE SISTEMAS DE MONITORIZACIÓN	94
5.1. EVALUACIÓN DEL ACOPLAMIENTO TENSIONAL	95
5.1.1. TEORÍA DEL ACOPLAMIENTO TENSIONAL	95
5.1.2. PROCEDIMIENTO DE ANÁLISIS DEL ACOPLAMIENTO TENSIONAL REAL. CONCEPTO DE PRECARGA	96
5.1.2.1. ACOPLAMIENTO REAL DE LAS TENSIONES “TIPO I”	97
5.1.2.2. ACOPLAMIENTO REAL DE LAS TENSIONES “TIPO II”	97
5.1.3. APLICACIÓN PRÁCTICA DEL ACOPLAMIENTO TENSIONAL REAL	100
5.1.3.1. ACOPLAMIENTO TENSIONAL REAL EN LA TOBERA DE AGUA DE ALIMENTACIÓN	100
5.1.3.1.1. Carga de referencia: Cargas de presión	100
5.1.3.1.2. Acoplamiento: Cargas mecánicas - Cargas de presión	102
5.1.3.1.3. Acoplamiento: Cargas térmicas - Cargas de presión	105

0. ÍNDICE (3/6)

5.1.3.1.4. Acoplamiento: Cargas por presión diferencial - Cargas de presión	111
5.1.3.1.5. Acoplamiento: Cargas por estratificación térmica - Cargas de presión	111
5.1.3.1.6. Resultados del acoplamiento tensional real en la Tobera de AA.	113
5.1.3.2. EVALUACIÓN Y ANÁLISIS DEL ACOPLAMIENTO TENSIONAL	114
5.1.4. TENSIONES REALES	117
5.1.4.1. METODOLOGÍA DE EVALUACIÓN DE LAS TENSIONES REALES	117
5.2. EVALUACIÓN DE LAS FUNCIONES DE GREEN TÉRMICAS	119
5.2.1. ANÁLISIS TEÓRICO DE LAS FUNCIONES DE GREEN	120
5.2.2. PROCEDIMIENTO PROPUESTO PARA LA OBTENCIÓN DE UNA CORRECTA FUNCIÓN DE GREEN	121
5.2.2.1. ELIMINACIÓN DE CAMBIOS BRUSCOS U OSCILACIONES EN LAS FUNCIONES DE GREEN	121
5.2.2.2. TRASLACIÓN AL ORIGEN DE LAS FUNCIONES DE GREEN	127
5.2.2.3. ORIENTACIÓN O SIGNO DE LA FUNCION DE GREEN	128
5.2.3. APLICACIÓN PRÁCTICA: OBTENCIÓN CORRECTA DE LAS FUNCIONES DE GREEN	130
6. ANALISIS COMPARATIVO DE LAS METODOLOGÍAS DE EVALUACIÓN TENSIONAL	132
6.1 DAÑO A FATIGA SEGÚN LA FUNCIÓN DE GREEN ANTE UN CASO PRÁCTICO	133
6.1.1. EFECTO DEL CAMBIO DE DIRECCION DE LAS TENSIONES PRINCIPALES EN LA OBTENCIÓN DE LAS FUNCIONES DE GREEN	133
6.1.1.1. COMPONENTE DE ANÁLISIS	133
6.1.1.2. FUNCIONES DE GREEN EMPLEADAS	133
6.1.1.3. TRANSITORIOS EVALUADOS	133
6.1.1.4. EVALUACIÓN TENSIONAL	134
6.1.1.4.1. Evaluación de los Transitorios de Diseño	134
6.1.1.4.2. Transitorios reales	139
6.1.1.5. RESULTADOS DEL DAÑO A FATIGA	141
6.1.1.6. DISCUSION (I)	142
6.1.2. EFECTO DEL VALOR INICIAL (STEADY STATE) DE LA FUNCIÓN DE GREEN ANTE UN CASO PRÁCTICO	144
6.1.2.1. COMPONENTES DE ANÁLISIS	145
6.1.2.2. FUNCIONES DE GREEN EMPLEADAS	145
6.1.2.3. TRANSITORIOS EVALUADOS	145
6.1.2.4. EVALUACIÓN TENSIONAL	145
6.1.2.4.1. Evaluación de los Transitorios de Diseño	146
6.1.2.4.1.1. Localización lateral (side) de la Té de unión LPCI/RRCC	146
6.1.2.4.1.2. Localización Safe end de la tobera de Agua de Alimentación	151
6.1.2.4.2. Transitorios Reales	159
6.1.2.5. RESULTADOS DEL DAÑO A FATIGA	159
6.1.2.6. DISCUSION (II)	162
6.2. DAÑO A FATIGA SEGÚN EL ACOPLAMIENTO TENSIONAL Y FRENTE AL DAÑO REAL	163
6.2.1. METODOLOGÍAS DE EVALUACIÓN TENSIONAL	163
6.2.2. COMPONENTE DE ANÁLISIS	163
6.2.3. PARÁMETROS TENSIONALES EMPLEADOS	164
6.2.4. TRANSITORIOS EVALUADOS	165
6.2.5. EVALUACIÓN TENSIONAL DE LOS TRANSITORIOS DE DISEÑO	165
6.2.5.1. LOCALIZACIÓN DEL SAFE END	165
6.2.5.2. LOCALIZACIÓN DEL BLEND RADIUS (MATERIAL BASE)	173
6.2.5.3. LOCALIZACIÓN DEL BLEND RADIUS (CLADDING)	181
6.2.6. RESULTADOS DEL DAÑO A FATIGA	189
6.2.7. DISCUSION (III)	194

0. ÍNDICE (4/6)

7. PROCEDIMIENTOS DE EVALUACIÓN DEL FACTOR AMBIENTAL	197
7.1 PROCEDIMIENTO DE EVALUACIÓN EPRI (MRP-47)	197
7.1.1 VELOCIDAD DE DEFORMACION MEDIA	199
7.1.2 VELOCIDAD DE DEFORMACION DETALLADA	200
7.1.3 VELOCIDAD DE DEFORMACION INTEGRADA	201
7.2 PROCEDIMIENTO DE ESTIMACIÓN DEL FEN APLICADAS EN CC.NN.	201
7.2.1 METODOLOGIA CONTINUA	203
7.2.2 METODOLOGIA TRANSITORIO A TRANSITORIO	204
7.2.3 METODOLOGIA POR PARES DE CARGA (EPRI)	206
7.3 DISCUSION DE LAS PROPUESTAS DE ANALISIS Y METODOLOGÍAS DE EVALUACIÓN	207
7.3.1 DICUSION DE LA METODOLOGÍA CONTINUA	207
7.3.2. DISCUSION DE LA METODOLOGÍA TRANISITORIO A TRANSITORIO	208
7.3.3. DISCUSIÓN DE LA METODOLOGÍA POR PARES DE CARGA (EPRI)	210
7.4 METODOLOGIA PROPUESTAS	215
7.4.1 METODOLOGÍA PEAK AND VALLEY (P&V)	215
7.4.2 METODOLOGÍA POR PARES DE CARGA (RAINFLOW-RAINFLOW(RF))	219
7.4.3 METODOLOGÍA HYSTERESIS COUNTING METHOD (HCM)	221
8. ANALISIS COMPARATIVO DE LAS METODOLOGÍAS DE EVALUACIÓN DEL EFECTO AMBIENTAL	223
8.1. ANÁLISIS COMPARATIVO: MODELOS DEL FACTOR AMBIENTAL	223
8.1.1. COMPONENTE Y LOCALIZACIONES DE ANÁLISIS	223
8.1.2. MODELOS PARA EL CALCULO DEL Fen	223
8.1.3. TRANSITORIOS DE EVALUACIÓN	224
8.1.4. METODOLOGÍA Y PROPUESTA DE EVALUACIÓN EMPLEADAS	224
8.1.5. EVALUACIÓN DE LOS TRANSITORIOS DE DISEÑO	225
8.1.5.1. LOCALIZACIÓN DEL SAFE END	225
8.1.5.2. LOCALIZACIÓN DEL BLEND RADIUS (MATERIAL BASE)	236
8.1.5.3. LOCALIZACIÓN DEL BLEND RADIUS (CLADDING)	244
8.1.6. RESULTADOS	251
8.1.7. DISCUSION DE LOS MODELOS DE CALCULO (I)	254
8.2. ESTUDIO DEL EFECTO DEL MEDIO POR TRANSITORIO	260
8.3. ANÁLISIS COMPARATIVO: METODOLOGÍAS DE EVALUACIÓN DEL FACTOR AMBIENTAL EN TRANSITORIOS REALES	261
8.3.1. COMPONENTE Y LOCALIZACIONES DE ANÁLISIS	262
8.3.2. TRANSITORIOS REALES EVALUADOS	262
8.3.3. MODELO DE CÁLCULO Y PROCEDIMIENTO DE EVALUACIÓN EMPLEADOS	263
8.3.4. EVALUACIÓN DEL EFECTO AMBIENTAL EN LOS TRANSITORIOS REALES	263
8.3.4.1. LOCALIZACIÓN DEL SAFE END	263
8.3.4.2. LOCALIZACIÓN DEL BLEND RADIUS (CLADDING)	267
8.3.5. RESULTADOS	269
8.3.6. DISCUSION DE LAS METODOLOGÍAS DE EVALUACIÓN (II)	269
8.4. ANÁLISIS DE LAS METODOLOGÍAS POR PARES DE CARGA	272
8.4.1. METODOLOGÍAS POR PARES DE CARGA: CASO PRÁCTICO	273
8.4.2. EXPRESIONES DEL FACTOR AMBIENTAL	275
8.4.3. PROCEDIMIENTO DE EVALUACIÓN	276
8.4.4. METODOLOGÍA DE CONTEO	276

0. ÍNDICE (5/6)

8.4.5. APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA DE PARES DE CARGA: EPRI VS RF	279
8.4.6. EVALUACIÓN DEL EFECTO AMBIENTAL	290
8.4.7. DISCUSION DE LAS METODOLOGÍAS DE PARES DE CARGA (III)	290
9. CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO	292
9.1. CONCLUSIONES	293
9.2. TRABAJO FUTURO	294
10. REFERENCIAS	297

- ANEXOS**ANEXO I - COMPONENTES DE ANÁLISIS**

I.1. COMPONENTES DE ANÁLISIS	A1-1
I.1.1. TOBERA DE AGUA DE ALIMENTACIÓN	A1-1
I.1.1.1. CARACTERÍSTICAS DEL COMPONENTE	A1-1
I.1.1.2. MODELIZACIÓN DEL COMPONENTE	A1-3
I.1.1.3. CONDICIONES DE CAUDAL A CONSIDERAR	A1-5
I.1.2. TÉ DE UNIÓN LPCI/RRCC	A1-6
I.1.2.1. CARACTERÍSTICAS DEL COMPONENTE	A1-6
I.1.2.2. MODELIZACIÓN DEL COMPONENTE	A1-6
I.1.2.3. CONDICIONES DE CAUDAL A CONSIDERAR	A1-8

ANEXO II - TRANSITORIOS OBJETO DE ESTUDIO

II.1. TRANSITORIOS EN LAS CENTRALES NUCLEARES	A2-1
II.1.1. TRANSITORIOS DE DISEÑO EN LA TOBERA DE AA	A2-1
II.1.2. TRANSITORIOS DE DISEÑO EN LA TÉ DE UNION LPCI/RRCC	A2-12

ANEXO III - FUNCIONES DE GREEN

III.0. INTRODUCCIÓN	A3-1
III.1. TE DE UNIÓN RRCC/LPCI	A3-1
III.1.1. CASO 1. 100% CAUDAL EN RRCC IN	A3-1
III.1.1.1. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: CORNER	A3-1
III.1.1.2. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: SIDE	A3-5
III.1.2. CASO 2. 25% CAUDAL EN RRCC IN	A3-9
III.1.2.1. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: CORNER	A3-9
III.1.2.2. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: SIDE	A3-14
III.1.3. CASO 3. 0% CAUDAL EN RRCC IN	A3-18
III.1.3.1 LOCALIZACIÓN CRÍTICA: CORNER	A3-18
III.1.3.2. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: SIDE	A3-22
III.1.4. CASO 4. 100% CAUDAL EN RRCC OUT	A3-26
III.1.4.1 LOCALIZACIÓN CRÍTICA: CORNER	A3-26
III.1.4.2. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: SIDE	A3-30
III.1.5. CASO 5. 25% CAUDAL EN RRCC OUT	A3-33
III.1.5.1. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: CORNER	A3-33
III.1.5.2. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: SIDE	A3-37
III.1.6. CASO 6. 0% CAUDAL EN RRCC OUT	A3-40
III.1.6.1. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: CORNER	A3-40
III.1.6.2. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: SIDE	A3-44

0. ÍNDICE (6/6)

III.1.7. CASO 7. 100% CAUDAL EN LPCI	A3-47
III.1.7.1. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: CORNER	A3-47
III.1.7.2. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: SIDE	A3-50
III.1.8. CASO 8. 25% CAUDAL EN LPCI	A3-54
III.1.8.1. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: CORNER	A3-54
III.1.8.2. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: SIDE	A3-57
III.1.9. CASO 9. 0% CAUDAL EN LPCI	A3-61
III.1.9.1. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: CORNER	A3-61
III.1.9.2. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: SIDE	A3-64
III.2. TOBERA DE AGUA DE ALIMENTACION	A3-68
III.2.1 CASO 1. ALTO CAUDAL	A3-68
III.2.1.1. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: SAFE END	A3-68
III.2.1.2. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: BLEND RADIUS (MATERIAL BASE)	A3-71
III.2.1.3. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: BLEND RADIUS (CLADDING)	A3-74
III.2.2 CASO 2. BAJO CAUDAL	A3-77
III.2.2.1. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: SAFE END	A3-77
III.2.2.2. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: BLEND RADIUS (MATERIAL BASE)	A3-80
III.2.2.3. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: BLEND RADIUS (CLADDING)	A3-83

1. INTRODUCCIÓN

Los códigos de diseño de las centrales nucleares exigen entre otros el cálculo a fatiga. Éstas fueron diseñadas frente a fatiga de un modo conservador, limitando su vida por condiciones de seguridad, habitualmente en 40 años. En este tipo de centrales de generación de energía la fatiga en la vasija y sus componentes asociados está causada por los transitorios ocurridos a las temperaturas habituales de trabajo, ocasionando el envejecimiento de todos los componentes, teniendo que prestar especial atención a aquellos que se encuentran cercanos a la vasija, y que por tanto son parte de la estructura de contención de los elementos radiactivos que se producen como resultado de la fisión en el núcleo del reactor.

Diversos factores condicionan el daño por fatiga, el cual ha de ser evaluado y limitado usando la normativa específica existente. La validez de cada análisis de fatiga ha de ser revisada continuamente durante el periodo de vida de los componentes. Esto provoca que cada día se tenga más en consideración el efecto de la fatiga y se empleen más recursos en su análisis y seguimiento.

El análisis tradicional del daño a fatiga se realiza teniendo en cuenta los transitorios de diseño, los cuales se ha demostrado que producen una degradación de los componentes, en lo que a la fatiga se refiere, superior a la realidad. La evaluación del daño por fatiga se realiza basándose en consideraciones estrictamente tensionales, que originalmente se realizaban sin ningún soporte informático ni computacional, y en el cual era habitual introducir factores de seguridad que permitiesen asegurar la operabilidad de los componentes, al menos, en los años estimados. A lo largo de los años han sido introducidas nuevas consideraciones, como la variabilidad de las propiedades de los materiales con la temperatura, nuevas aplicaciones informáticas y programas de análisis de componentes que posibilitan una mayor exactitud en los cálculos, y especialmente la implantación de sistemas de monitorización en planta que permiten un registro real de transitorios y, por tanto, una evaluación más ajustada a la realidad del daño por fatiga, posibilitando la eliminación de algunos conservadurismos y realizar evaluaciones más ajustadas a la realidad. A partir de todos estos nuevos elementos se comenzaron a valorar extensiones de vida de las centrales.

Esta situación de evaluación de datos reales de plantas nucleares, plantea varios problemas ya que, por un lado las variables a analizar (temperatura, caudal, presión...) no están definidas de forma clara y constante, como ocurre en los transitorios de diseño, sino que existen variaciones intrínsecas a la realidad del transitorio. Por otro lado la cantidad de datos que van asociados a los transitorios reales es muy grande, y los procedimientos de análisis más comunes, como el método de elementos finitos, son imposibles de aplicar con éxito.

Otro aspecto a tener en cuenta es la influencia del medio en el que se encuentran inmersos los componentes, la cual se ha comprobado que reduce su vida a fatiga. La influencia del medio fue considerada de una forma poco precisa y rigurosa en los cálculos estructurales originales aplicando un coeficiente de seguridad que englobaba entre otros factores, el efecto del medio.

El efecto real del medio en el daño a fatiga de los componentes implica conocer las variaciones que suceden en tiempo real en sus condiciones a lo largo de los transitorios (temperatura, concentración de oxígeno, ...) así como la composición de los materiales afectados, el proceso de carga y otros factores.

La implantación de un sistema de monitorización que registre e implemente las condiciones reales del medio y el tipo de sollicitación en todo momento, y que aplique estos datos en tiempo real para el cálculo del daño por fatiga, puede ser la solución idónea para la evaluación del daño en lo que a este mecanismo de degradación se refiere. Las metodologías de evaluación implementadas en los sistemas de monitorización de uso más extendido serán analizadas en detalle.

El conocimiento del daño a fatiga ocasionada por los transitorios reales permite conocer la degradación real de los componentes y por lo tanto saber si es posible la extensión de vida de la instalación en estudio, evitando las extrapolaciones conservadoras que se derivan de evaluaciones originales de transitorios de diseño.

1.1. INTRODUCCIÓN AL FENÓMENO DE FATIGA

“La fatiga es el proceso de cambio estructural, permanente, progresivo y localizado que ocurre en un material sujeto a tensiones y deformaciones variables, en algún punto o puntos, y que produce fisuras o la fractura completa tras un número suficiente de fluctuaciones” [1]. Esta es la definición de fatiga que proporciona la ASTM (American Society for Testing Materials) y que delimita de forma clara este fenómeno.

En los sistemas estructurales se observan comportamientos diferentes según si las sollicitaciones aplicadas son dependientes del tiempo o permanecen constantes a lo largo de él. Por sollicitación se entiende todo aquello que origina un estado tensional, y como consecuencia, una deformación del componente sobre la que se aplica. La consideración de tensiones variables introduce una serie de dificultades en el análisis, ya que si sobre un sistema estructural actúan sollicitaciones variables en el tiempo se producen por un lado, una respuesta dinámica del

sistema mucho más compleja que la estática. Además, por otro lado, el comportamiento resistente de los materiales es menor ante estas sollicitaciones variables.

Las roturas o fallos en servicio originadas por el daño por fatiga no suelen presentar indicios previos y su detección se hace muy difícil sin medios específicos. Este hecho genera que el mantenimiento y control de los sistemas estructurales sea una herramienta fundamental para evitar fallos estructurales, que en algunos casos pueden ser catastróficos.

En las centrales nucleares el daño más destacable por la fatiga en la vasija y sus componentes asociados está causado por los transitorios ocurridos a las temperaturas habituales de trabajo. La validez de cada análisis de fatiga ha de ser revisada continuamente durante el periodo de vida de los componentes.

La acumulación de fatiga debido a las operaciones en planta ocasiona el envejecimiento de los componentes del reactor. Diversos factores condicionan el daño por fatiga, el cual es evaluado y limitado usando la normativa específica existente.

1.2. FATIGA DE BAJO NÚMERO DE CICLOS

En el estudio de la fatiga se distinguen dos niveles o tipos: fatiga de bajos ciclos y fatiga de altos ciclos. En la Tabla 1.1 se muestra el criterio de diferenciación.

En un principio se consideraba que la fatiga podía llegar a producir el fallo en servicio de un sistema estructural por encima de los 10^3 - 10^4 ciclos de carga. Sin embargo, se pudo comprobar como con cargas relativamente altas y con un menor número de ciclos también se llegaba al fallo o rotura. Este tipo de fatiga, denominada de bajos ciclos, debe ser considerada en el diseño de las vasijas a presión de las centrales nucleares, turbinas de vapor y muchos otros componentes de centrales energéticas.

Frecuentemente la fatiga de bajos ciclos tiene su origen en cargas de origen térmico, donde la variación de las tensiones térmicas generadas produce una importante deformación del material. Este hecho conlleva a que el análisis en este tipo de fenómeno se plantee en base a las deformaciones producidas y no a las tensiones que se originan.

Tabla 1.1. Clasificación del comportamiento a fatiga

CARACTERÍSTICAS	NÚMERO DE CICLOS	
	N < 1000	N > 1000
- Nivel de tensión medio - Fisura de tamaño “no detectable”	<i>NO HAY FATIGA</i> - Estudio estático - Mecánica de la Fractura Elástica Lineal	<i>FATIGA DE CICLOS ALTOS</i> - Estudio de la tensión - Mecánica de la Fractura Elástica Lineal
- Nivel de tensión elevado - Fisura de cualquier tamaño	<i>FATIGA DE CICLOS BAJOS</i> - Estudio de la deformación - Mecánica de la Fractura Elastoplástica	<i>FATIGA DE CICLOS ALTOS</i> - Estudio de la tensión - Mecánica de la Fractura Elastoplástica

En las situaciones de fatiga de bajos ciclos el comportamiento del componente viene determinado por la deformación elastoplástica, siendo de gran interés establecer la relación entre el nivel de deformación cíclica impuesta y la vida a fatiga, entendida esta última como el número de ciclos hasta la aparición de una fisura. Para construir la curva deformación-número de ciclos (ε -N) se ensayan probetas bajo control por deformación manteniendo un valor constante de deformación hasta que se produce el fallo. La expresión analítica de la curva es la siguiente:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{S_u}{E} (2N)^b + \varepsilon_u (2N)^c \quad (1.1)$$

siendo:

- $\Delta\varepsilon$ la variación de deformación aplicada a la probeta.
- ε_u el coeficiente de ductilidad a la fatiga: deformación real correspondiente a la rotura $N=1$.
- S_u el coeficiente de resistencia a la fatiga: esfuerzo real correspondiente a la rotura para $N=1$.
- c el exponente de ductilidad a la fatiga: pendiente de la recta de deformación plástica.
- b el exponente de resistencia a fatiga: pendiente de la recta de deformación elástica.
- N : el número de ciclos hasta la aparición de una fisura.
- E : el módulo de elasticidad.

El primer y segundo término de la derecha de la ecuación (1.1) son la componente elástica $\Delta\varepsilon_e$ y plástica $\Delta\varepsilon_p$ de la amplitud total de deformación. Esta ecuación es la base del diseño a fatiga de bajos ciclos, y de amplia aplicación en la práctica industrial. Su representación gráfica se muestra en la Figura 1.1, donde se representa la amplitud de deformación total, elástica y plástica.

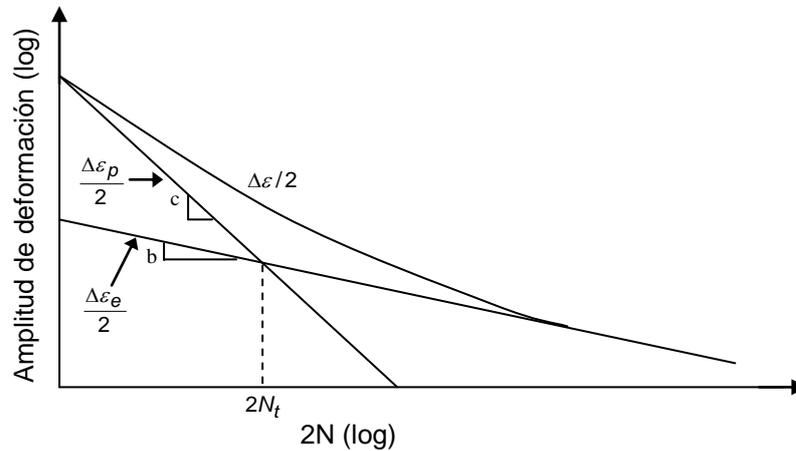


Figura 1.1. Amplitud de deformación total, elástica y plástica

El punto de intersección de la curva de deformación elástica y plástica $(2N)_t$ es el punto de transición en el cual la deformación elástica y plástica son iguales.

$$(2N)_t = \left(\frac{\varepsilon_u E}{S_u} \right)^{1/(b-c)} \quad (1.2)$$

Cuando $2N \gg (2N)_t$, la amplitud de deformación elástica tiene mayor protagonismo que la amplitud de deformación plástica y la vida a fatiga del material es controlada por la resistencia a la fatiga. Esta es la zona de aplicación de la fatiga de alto número de ciclos.

Cuando $2N \ll (2N)_t$, la amplitud de deformación plástica es más dominante que la amplitud de deformación elástica y la vida a fatiga del material es controlada por la ductilidad. Esta es la zona de aplicación de la fatiga de bajo número de ciclos y será sobre la que se basen los análisis aquí desarrollados.

Las curvas ε - N permiten tratar con un único planteamiento tanto aquellas situaciones en las que predomine la componente elástica de deformación como en las que domine la componente plástica.

1.3. FATIGA TÉRMICA

La fatiga térmica es el fenómeno en el cual el fallo de un componente tiene lugar por la repetición de esfuerzos térmicamente inducidos, esto es, las tensiones originadas tienen su origen en variaciones de temperatura en un componente o sistema estructural.

Las condiciones de fallo por fatiga térmica normalmente se presentan en componentes que trabajan a elevada temperatura, siendo los materiales con baja conductividad térmica y elevada expansión térmica los más vulnerables a este fenómeno.

Como ya se ha señalado, la fatiga de bajos ciclos en muchas ocasiones tiene su origen en cargas de origen térmico, en donde las variaciones de las tensiones térmicas producen unas importantes variaciones de deformación del material.

La fatiga térmica habitualmente genera un grado de deformación plástica en el material mayor que la que produce la fatiga inducida por cargas mecánicas. Este hecho provoca que el número de ciclos para el fallo sea mucho menor en un elemento sometido a fatiga térmica.

La resistencia de un material a fatiga térmica es complicada de prever solamente conociendo las propiedades mecánicas y térmicas, adquiriendo un papel protagonista los ensayos experimentales y las simulaciones numéricas.

A la hora del diseño a fatiga térmica de un componente es importante conocer tanto el número de ciclos estimado, el gradiente de temperatura así como la temperatura máxima a la que va a operar el componente, ya que la vida se reduce significativamente al incrementar la temperatura máxima. Como se podrá comprobar a lo largo de este estudio, este hecho tiene aún más importancia si el medio en el que se encuentra el componente es agresivo.

1.4. CRECIMIENTO DE FISURA: FASE DE INICIACIÓN

La iniciación de una fisura por fatiga es un fenómeno cuya definición está ligada al valor de la escala según se observe. De este modo, los físicos consideran al propio proceso de nucleación a lo largo de las bandas de deslizamiento como el periodo de iniciación de la fisura. Sin embargo, en ingeniería se asocia la fase de iniciación por fatiga al periodo en el cual el tamaño de fisura es inferior al umbral que presentan las técnicas actuales de detección. Entre estas dos situaciones se producen una serie de mecanismos de rotura que están asociados con inicios de fisuras microscópicas en bordes de granos, inclusiones, poros, heterogeneidades microestructurales... que actúan como concentradores de tensiones microscópicas.

La superficie de los componentes suele ser la zona más crítica pues es donde se encuentran las tensiones máximas, en especial en aquellas localizaciones asociadas a alguna fuente de concentración de tensión macroscópica o al desarrollo de microdefectos superficiales (picaduras por corrosión, mecanizado defectuoso...).

A partir de todos estos defectos pueden generarse microfisuras al someter al componente a un estado de carga alterna. Dependerá del nivel de tensiones que se produzca el que estas microfisuras crezcan y se puedan apreciar mediante las técnicas de detección actuales.

Esta fase de iniciación (fase I) puede durar muchos miles de ciclos y puede suponer el 90% de la vida a fatiga de un componente antes de la rotura o fallo. Será esta fase de iniciación, en la cual se produce un crecimiento lento de las microfisuras, la que centre este estudio. Las otras dos fases en las que se divide la vida a fatiga de un componente hacen referencia a periodos de crecimiento estable y progresivo de la fisura (fase II) y crecimiento muy rápido e inestable hasta rotura (fase III).

1.5. DAÑO ACUMULADO

Durante la vida de un componente o sistema estructural se suceden cargas aleatorias con distinto nivel de sollicitación, que van dañando o debilitando al material hasta producir el fallo por fatiga. La naturaleza exacta del daño no se conoce, por ello la elección de un parámetro para cuantificar la magnitud de este daño en un ciclo de sollicitación es, en cierto modo, una elección arbitraria, en especial en la fase de inicio-propagación de la fisura, ya que es imposible identificar el daño a fatiga cuando todavía “*no existe*” la fisura.

Las leyes de daño acumulado a fatiga se basan en dos hipótesis:

- El daño es dependiente del número de ciclos, de su amplitud y valor medio, y de la secuencia de aplicación.

- Los daños parciales producidos por una serie de ciclos se acumulan.

Las leyes de daño acumulado se emplean en la fase de inicio de la fisura mientras que en la fase de propagación se emplea el análisis de crecimiento de fisura de la Mecánica de la Fractura.

La ley de daño acumulado más empleada es la ley de Palmgren-Miner, al ser sencilla de aplicar y ofrecer unos resultados suficientemente buenos contrastados ampliamente. Esta ley establece

que en un componente sometido a una sucesión de ciclos de diversas amplitudes, el daño producido por cada nivel distinto de amplitud se calcula como la relación del número de ciclos realmente aplicado a dicho nivel de amplitud (n_i), y el número de ciclos máximo aplicable a dicha amplitud (N_i).

$$u_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (1.3)$$

El criterio de fallo viene dado por:

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots + \frac{n_m}{N_m} = 1 \quad (1.4)$$

El valor crítico de $U=1$ no debe tomarse como valor absoluto ya que está sometido a variaciones estadísticas. La ley de Palmgren-Miner tiene algunas deficiencias o limitaciones que se expondrán más adelante.

1.6. EFECTO AMBIENTAL

El daño a fatiga de un componente puede aumentar si éste se encuentra inmerso en un medio agresivo. Uno de los parámetros que más influencia tiene es la temperatura, siendo la temperatura de pico del ciclo un factor muy importante para predecir o limitar la vida en servicio del componente.

En el caso concreto de las centrales nucleares, existen otra serie de parámetros que influyen en su vida a fatiga de los aceros: concentración de oxígeno del medio en el que se encuentra inmerso, composición química del material, velocidad de deformación que se produce ante las diferentes sollicitaciones, orientación y tamaño de grano.... Todos estos parámetros serán analizados en detalle con posterioridad, así como los métodos que existen para su evaluación.

1.7. PLANTEAMIENTO DEL ANÁLISIS

Este estudio se centra en la evaluación a fatiga de los componentes del circuito primario de una central nuclear.

El análisis de fatiga se realiza en su fase de iniciación, esto es, cuando todavía “*no existe*” la fisura en el componente, ya que este tipo de centrales energéticas han de operar en condiciones de extrema seguridad.

Estos componentes se ven sometidos a cargas elevadas, que en ocasiones se supera el límite elástico del material, y que por tanto se han de analizar según la teoría de fatiga de bajos ciclos. En este caso los materiales estudiados son aceros de baja aleación, aceros inoxidable y/o aceros al carbono.

Uno de las labores más importantes en que se incide en este estudio es el desarrollo de métodos de interpretación y análisis de los datos reales que se producen en planta, con el fin de conocer las condiciones exactas de tensión y deformación a las que se encuentran sometidos los diferentes componentes.

Otro de los temas en el que se centran los esfuerzos es la evaluación del efecto del medio en el que se encuentran inmersos los componentes sobre su vida a fatiga.

1.8. OBJETIVOS GENERALES

Este trabajo pretende convertirse en guía de referencia para los ingenieros que realicen evaluaciones a fatiga de componentes en centrales nucleares.

La primera parte del trabajo pretende estudiar en profundidad los procedimientos habituales de calculo tensional necesarios para los análisis convencionales del daño a fatiga. En particular se hará mas énfasis en aquellos procedimientos de evaluación que son orientados o aplicados a los actuales sistemas de monitorización, herramienta muy extendida actualmente en las evaluaciones de daño a fatiga más precisas o ajustadas a la realidad, esto es, evitando los conservadurismos de los cálculos originales.

El análisis de la metodología de evaluación tensional de estos sistemas de monitorización permitirá proponer mejoras, siempre con las miras puestas en el objetivo final que no es otro que el conocimiento de las tensiones reales que existen en un componente. La eliminación de los conservadurismos y posibles deficiencias en los procedimientos de evaluación tensional permitirán conocer el daño a fatiga real de un componente, y por tanto, su vida útil.

La segunda parte de la tesis se centra en el estudio del efecto del medio en el daño a fatiga de los componentes en centrales nucleares. La disminución de la vida a fatiga de los materiales debido al medio en el que se encuentran sumergidos, implica que no sea suficiente únicamente una buena evaluación tensional y de fatiga, sino que también se precisa de una robusta metodología de evaluación del efecto ambiental. En este sentido, los esfuerzos se centrarán en el análisis exhaustivo y discusión de las actuales metodologías de evaluación del efecto ambiental en transitorios reales y de diseño, estudiando asimismo su implantación en los actuales sistemas

de monitorización. Las dificultades y/o imprecisiones que presentan las actuales metodologías de cálculo del efecto ambiental motivarán el planteamiento de una propuesta nueva que elimine los mencionados inconvenientes. El segundo objetivo consistirá, por tanto, en desarrollar una metodología que defina perfectamente el efecto del medio sobre el daño fatiga de los materiales, y que pueda ser implementado en los sistemas de monitorización instalados en planta.

En consecuencia, el objetivo final de esta tesis es establecer unos criterios de evaluación del daño a fatiga de los materiales, considerando el efecto del medio, que permitan conocer el estado real de los componentes en lo que a este mecanismo de degradación se refiere.

2. ESTADO DEL ARTE

2.1. BASES DE LA FATIGA

2.1.1. INTRODUCCIÓN

En el año 1830 comenzaron los primeros estudios del fenómeno de la fatiga, reconociéndose el hecho de que en un material sometido a cargas oscilantes el fallo se produce antes que ante cargas de valores similares pero constantes.

A partir de este descubrimiento, los esfuerzos se centraron en tratar de conocer y explicar este fenómeno de fatiga, con el objetivo de poder predecir la vida de cualquier componente o sistema estructural que se encuentre sometido a cargas aleatorias y oscilantes.

Los diferentes estudios y análisis experimentales llevaron a la conclusión que la vida a fatiga de un componente es función de diferentes parámetros, teniendo una mayor influencia el rango de tensión producido, el rango de deformaciones, la tensión media generada y el medio en el que se encuentran inmersos los componentes. La vida a fatiga de un componente ya era definida como el número total de ciclos que inducían al daño a fatiga y producían una fisura inicial dominante que propagaba hasta la rotura final del componente.

A continuación se explican de forma resumida algunos conceptos básicos para la comprensión del fenómeno de la fatiga, antes de entrar en más detalle con la parte del análisis que centra el interés de esta tesis.

2.1.2. HISTORIA Y ANTECEDENTES

Los primeros estudios de la fatiga se remontan a la primera mitad del siglo XIX. Desde entonces se han publicado numerosos artículos, análisis e investigaciones que han contribuido a entender la fatiga en materiales metálicos y no metálicos, dúctiles y frágiles, monolíticos y compuestos.

El término fatiga se comenzó a usar desde hace mucho tiempo. Ya en los primeros viajes largos en navíos veleros se usaba la palabra fatiga para definir la deformación que producían en el mástil las cargas de las velas al ser empujadas por el viento. El primer estudio de la fatiga en metales se remonta al año 1829, cuando el ingeniero de minas alemán W.A.J. Albert realizó ensayos sobre las cadenas de hierro de los montacargas usados en minería. Si bien el primer estudio detallado y extenso de la fatiga en los metales se realizó en 1842 tras el accidente ferroviario cerca de Versalles (Francia) que costó la vida de decenas de personas. En 1843

W.J.M. Rankine, un ingeniero de ferrocarriles británico, se hizo muy famoso gracias a sus análisis de las posibles causas de las roturas que en ocasiones presentaban los ejes de las ruedas de locomotoras y vagones de ferrocarril. Además estudió las concentraciones de tensión en estos componentes, y demostró como su reducción producía un aumento de la vida de estos. En años posteriores (1845-1855) el gobierno británico financió diferentes estudios de fatiga en hierros de forja y fundición utilizados en la construcción de puentes de ferrocarril.

En 1860 Wöhler comenzó a realizar ensayos sistemáticos en laboratorio a partir de probetas con el fin de dar explicación a los fallos por fatiga de forma repetida y sistemática de las vías de ferrocarril. Para ello desarrolló diversas máquinas de ensayo entre la que destacó la “máquina de probeta rotatoria”, en cuyos principios se basan los actuales ensayos de caracterización de materiales férricos. Wöhler comprobó que en los materiales sometidos a fatiga se producía el fallo para valores de tensión menores que la tensión de rotura estática S_u , y observó como por debajo de un cierto valor de la tensión de fatiga no se produce la rotura por elevado que sea el tiempo de aplicación de las cargas. Su trabajo sirvió para la caracterización del comportamiento a fatiga de los materiales férricos mediante la curva amplitud de tensión-ciclos de vida (S-N) y el concepto de “límite de fatiga”.

En 1874 un ingeniero alemán llamado H. Gerber desarrolló métodos para el diseño a fatiga, los cuales incluían métodos de cálculo de la vida a fatiga para diferentes niveles de tensión media S_m . Estudios similares también fueron desarrollados por Goodman.

La idea de que el límite elástico de los metales puede ser diferente al aplicar cargas de compresión fue desarrollada por Bauschinger en 1886. Además Bauschinger confirmó muchos de los resultados publicados por Wöhler.

En 1903 Erwing & Humfrey observaron en las superficies de la probeta la aparición de bandas de deslizamiento después de aplicar algunos ciclos de fatiga. Si se continúa aplicando cargas variables, este proceso avanza formándose microfisuras que conllevarían la posterior aparición de fisuras, y éstas el fallo final del componente. Este postulado de Erwing & Humfrey supuso un gran avance en la teoría de la fatiga, aunque no logró explicar el concepto de “límite de fatiga” observado por Wöhler. Fueron Hanson y Gough los que en 1923 explicaron este hecho, considerando que para niveles bajos de tensión cíclica, se produce en los materiales férricos un efecto de endurecimiento por deformación que detiene la propagación de las microfisuras originadas por el deslizamiento cristalino. Anteriormente, en 1910 O. H. Basquin ya había propuesto leyes empíricas para caracterizar el “límite de fatiga” de los materiales.

En 1924 Palmgren comenzó a desarrollar modelos de acumulación de daño por fatiga, los cuales sirvieron de base a los modelos que posteriormente llevó a cabo Miner (1945).

En 1954 Coffin y Manson introdujeron el concepto de la deformación plástica como principal responsable del daño a fatiga cuando los materiales se veían sometidos a cargas térmicas o de gran amplitud tensional. Coffin y Manson propusieron una serie de relaciones empíricas que relacionaban el número de cargas cíclicas antes del fallo por fatiga y la amplitud de deformación plástica. Actualmente esta relación es la más utilizada para la resolución de problemas en los que la componente plástica es protagonista.

Estas dos últimas aportaciones, Palmgren-Miner y Coffin-Manson, son la base de una parte del estudio aquí desarrollado: análisis de la vida de un componente metálico antes de la iniciación de la fisura, cuando está sometido a cargas elevadas y/o térmicas (fatiga de bajos ciclos).

El estudio del crecimiento de grieta comenzó a desarrollarse a mediados del siglo XX. Irwin en 1957 demostró que la amplitud de tensión en el frente de fisura podía ser expresada en función de un término escalar conocido como factor de intensidad de tensiones, K . Posteriormente, con la aparición de la llamada Mecánica de la Fractura Elástico Lineal se realizaron estudios con el fin de caracterizar el crecimiento de fisura en función del factor de intensidad de tensiones, K . Paris, Gómez & Anderson en 1961 propusieron que el avance del tamaño de fisura por cada ciclo de carga da/dN , se podía relacionar con la variación del factor de intensidad de tensión ΔK , cuando la amplitud de las cargas fuera constante. Esta teoría ha tenido una gran acogida y actualmente es usada para la determinación del crecimiento de fisura cuando las deformaciones plásticas son muy pequeñas.

En 1970, Elber aportó una nueva teoría que explicaba un hecho observado sobre la resistencia que presentaban los materiales al crecimiento de grieta. Elber observó como las fisuras podían permanecer cerradas aún cuando se sometían a ciclos de carga alterna, y centró su trabajo en el estudio de la influencia de la deformación plástica en el frente de fisura durante el proceso de crecimiento de grieta.

En las últimas décadas se han realizado importantes progresos en el conocimiento del mecanismo de iniciación de la fisura gracias a los avances en la microscopía óptica y electrónica.

A modo de resumen, se puede señalar que a pesar de los esfuerzos y avances realizados, actualmente no se posee un conocimiento completo y exacto del fenómeno de fatiga de los materiales metálicos, pero han servido para el desarrollo de métodos de cálculo fiables para el

diseño de componentes. Un factor muy importante a la hora del diseño de sistemas estructurales ha sido el desarrollo de programas informáticos, que permiten simular mediante simulaciones numéricas las condiciones de trabajo de los diferentes componentes, y por tanto predecir su vida a fatiga de un modo seguro.

Actualmente se están dedicando importantes esfuerzos al estudio de la influencia del medio en los materiales, una vez que ha quedado demostrada la disminución de la resistencia a la fatiga de los materiales cuando se encuentran inmersos en un ambiente agresivo.

2.1.3. ASPECTOS CUALITATIVOS

La característica más peligrosa de los fallos por fatiga es que se producen con pequeñas deformaciones del sistema estructural y apenas hay indicios previos a la rotura.

Sobre una superficie que ha fallado por fatiga se pueden distinguir tres zonas diferenciadas. La primera zona corresponde a la propagación lenta de la fisura, llegándose a distinguir en algunos casos la propagación ciclo a ciclo. Esta zona presenta un aspecto pulido con una textura semiplana. La segunda zona se corresponde con el crecimiento rápido de la grieta, presentando una superficie irregular similar al de una rotura frágil. La tercera zona corresponde a aquella en la que la superficie neta de la pieza queda tan reducida que es incapaz de resistir la carga y se produce la rotura final.

El proceso de crecimiento de una grieta se divide en tres fases que están relacionadas directamente con las zonas anteriormente descritas:

► *Fase de iniciación:* tiene lugar en torno a una fuente de concentración de tensiones (inclusiones, poros...) y habitualmente en la superficie de los componentes. En un primer momento se producen cambios microestructurales y subestructurales, debido al deslizamiento de los planos cristalográficos que ocasionan las tensiones de cortadura. El proceso de deslizamiento continuo genera vacantes o huecos, y éstos intrusiones, que posteriormente dan lugar a fisuras de mayor tamaño. Esta primera fase puede durar miles de ciclos y en ocasiones puede llegar a suponer el 90 % de la vida a fatiga de un componente, lo que hace que esta fase tenga gran importancia.

► *Fase de propagación:* cuando la fisura ha alcanzado un tamaño relativamente importante es la componente normal de la tensión la que adquiere protagonismo en la propagación de la fisura, ya que se requiere un menor gasto energético. Durante este momento la propagación es estable y

se ajusta a una ley proporcional al factor de intensidad de tensiones ΔK , de acuerdo con la ley empírica que propuso Paris:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K^m \quad (2.1)$$

siendo:

- $\Delta K = M \cdot \Delta \sigma (\pi a)^{1/2}$
- a : el tamaño de la grieta
- N : el número de ciclos
- C y m : constantes que dependen del material y del medio ambiente
- M : factor geométrico

Esta fase de propagación de la grieta sigue siendo objeto de numerosos análisis, si bien, no es el objeto de esta tesis, que centrará sus esfuerzos en el estudio de la fase de iniciación.

► *Fase de rotura*: en esta etapa el tamaño de la grieta aumenta muy rápido y por lo tanto también lo hace el factor de intensidad de tensiones ($\Delta K = f(a)$) aproximándose al valor de la tenacidad a fractura K_{IC} (modo I). Cuando el factor de intensidad de tensiones alcanza el valor de la tenacidad a fractura del material se produce la rotura. Esta fase apenas tiene interés en el estudio de la vida a fatiga de un componente, ya que la fisura crece muy rápido y de forma inestable por lo que son pocos los ciclos consumidos en este periodo previo a la fractura.

2.1.4. CICLOS DE TENSIÓN

A continuación se explican brevemente las fluctuaciones de tensión más habituales que producen fatiga en los componentes. En la Figura 2.1. se ilustran los ciclos de tensión de fatiga típicos.

La Figura 2.1a muestra un ciclo de tensión completo de forma sinusoidal, si bien se trata de una situación ideal que raramente se va a producir en los casos reales. En este tipo de ciclos de tensión los valores máximo y mínimo de tensión son iguales (tensión media nula), considerándose las tensiones de compresión negativas y las tensiones de tracción positivas.

La Figura 2.1b ilustra un ciclo de tensión con forma sinusoidal en el que el valor de tensión máximo es mayor que el valor de tensión mínimo, y en este caso ambos son de tracción. En función del caso que se esté estudiando, estos valores pueden ser ambos de tracción, ambos de compresión o tener diferente signo.

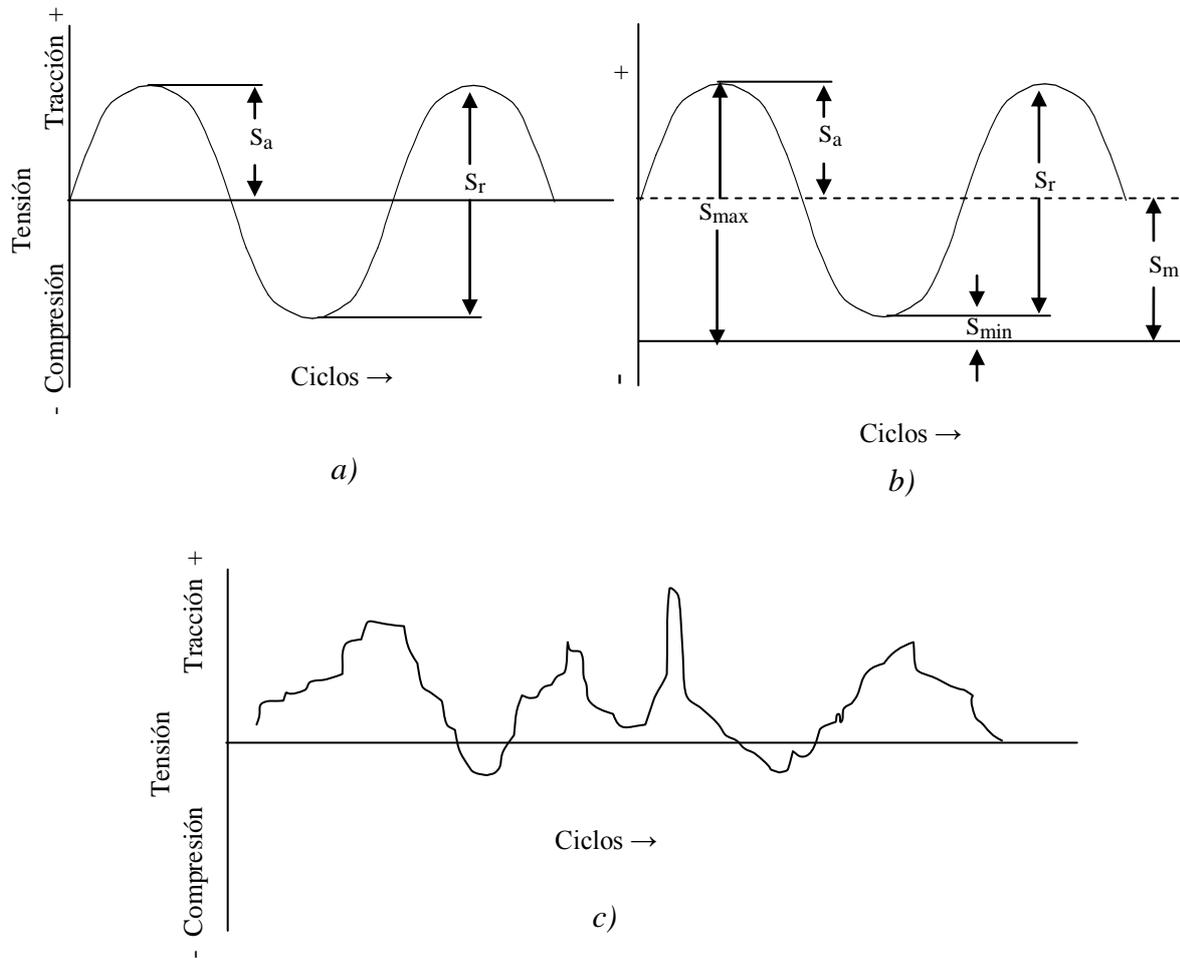


Figura 2.1. Ciclos habituales de tensión cíclica

En la Figura 2.1c se muestra un ciclo de tensión donde las cargas son aleatorias y no presentan una forma concreta, sino que se trata de tensiones variables de forma irregular. Este es el caso que realmente se produce en los componentes de una instalación industrial, y por tanto el que centra el interés de esta tesis.

Un ciclo completo de carga puede considerarse que está formado por una componente principal o estática S_m , y una componente alterna o variable S_a . Además se ha de tener en cuenta el rango de tensión S_r , que se define como la diferencia entre el valor máximo y mínimo de tensión del ciclo:

$$S_r = S_{max} - S_{min} \quad (2.2)$$

La tensión alterna S_a , es la mitad del rango de tensión.

$$S_a = \frac{S_r}{2} = \frac{S_{\max} - S_{\min}}{2} \quad (2.3)$$

La tensión media S_m , es la media algebraica del valor de tensión máxima y mínima del ciclo.

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} \quad (2.4)$$

Además es habitual el uso de dos relaciones:

$$\text{- Relación de tensión: } R = \frac{S_{\min}}{S_{\max}} \quad (2.5)$$

$$\text{- Relación de amplitud: } A = \frac{S_a}{S_m} = \frac{1 - R}{1 + R} \quad (2.6)$$

2.1.5. LA CURVA S-N (*TENSIÓN-Nº CICLOS*)

Los estudios realizados por Wöhler en la década de 1860 trataron de definir la vida a fatiga de un material ante amplitudes de tensión constante. Wöhler comprobó que las roturas por fatiga en los materiales férricos se producen para valores por debajo de la tensión de rotura estática S_u , e incluso del límite elástico S_y . También se pudo observar como por debajo de un cierto valor de la tensión no se producía la rotura independientemente del tiempo de aplicación de las cargas variables. A este valor se le conoce como límite de fatiga o durancia (S_e) (ver Figura 2.2).

Estos estudios que realizó Wöhler supusieron la base de lo que actualmente se conoce como análisis tradicional de la fatiga, en el cual, la caracterización del material se realiza a través de curvas que representan el nivel de tensión frente al número de ciclos, esto es, curvas S-N.

La obtención de las curvas S-N se realiza a través de ensayos en los que se somete al elemento a sollicitaciones variables. Los ciclos de sollicitación se definen a través de la componente media (o estática) y de la componente variable del ciclo de tensión, tal como se muestra en la Figura 2.1.b.

Los ensayos se realizan sobre probetas normalizadas. Al someter a una probeta de un material a ciclos de carga de amplitud constante y valor medio igual a cero se obtiene la curva S-N de dicho material, como se representa en la Figura 2.2.

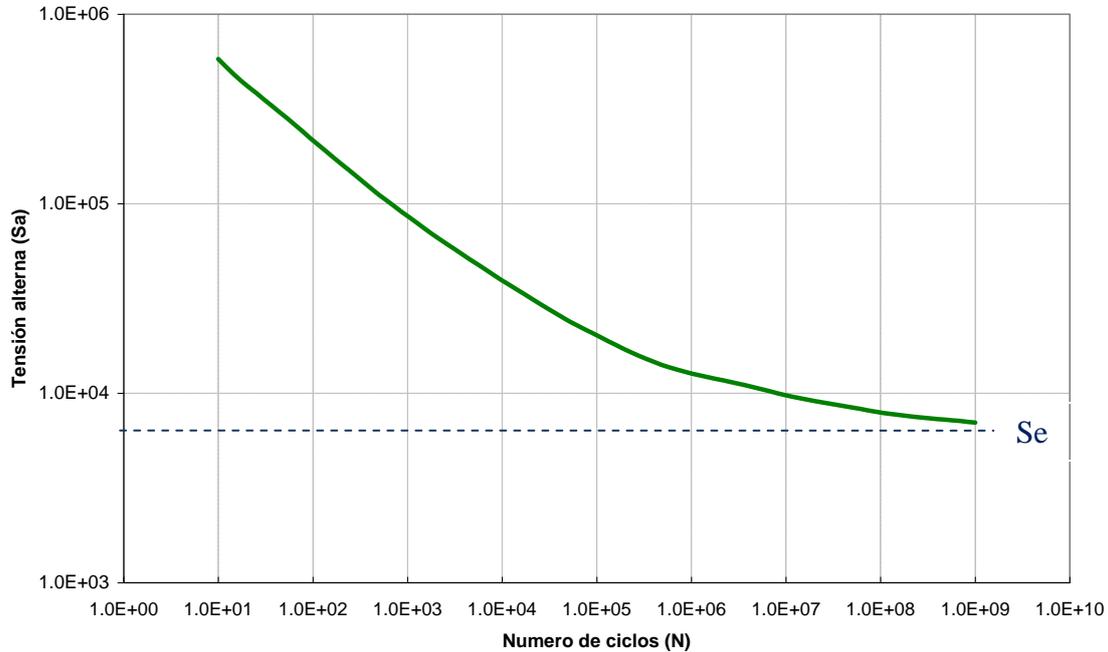


Figura 2.2. Curva S-N (log-log)

2.1.6. DISPERSIÓN ESTADÍSTICA DE LA FATIGA

La curva S-N se obtiene de modo experimental, y por lo tanto, su análisis tiene un carácter estadístico. El hecho de que la vida a fatiga y el límite a fatiga sean cantidades estadísticas conlleva que la desviación típica de la curva sea mayor cuanto menor número de probetas se ensayen.

Esta naturaleza estadística comporta que a la hora de hablar de fallo por fatiga el término correcto sea probabilidad de fallo. Por lo tanto, a la hora de representar la curva S-N, tensión y número de ciclos, se debe de añadir otra dimensión que sea la probabilidad de fallo. En la Figura 2.3 se muestra un ejemplo de cómo se puede representar esta gráfica tridimensional en dos dimensiones. En ella se muestran las curvas de fallo por fatiga con una probabilidad constante. Esto es, para un valor de tensión S_1 , un 1% de las probetas se espera que fallen una vez transcurridos N_1 ciclos, un 50% de las probetas a los N_2 ciclos, etc. Se observa como la dispersión estadística disminuye a medida que el nivel de tensión aumenta.

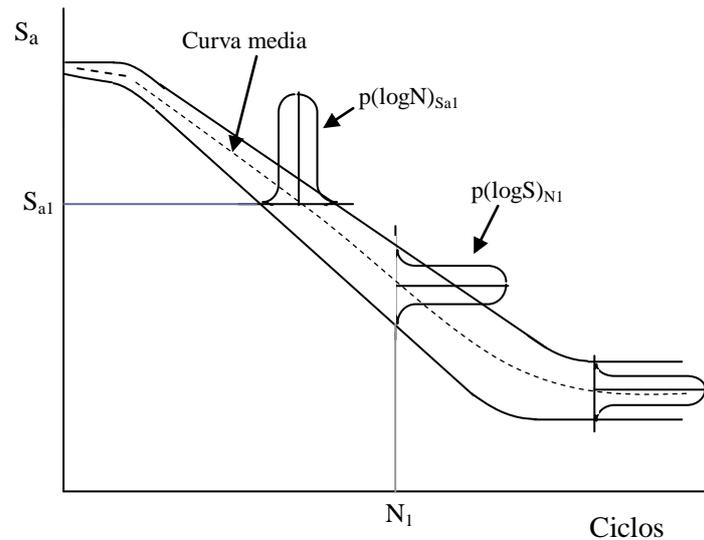


Figura 2.3. *Dispersión y probabilidad de fallo de la curva S-N*

Como se puede deducir, es necesario ensayar un gran número de probetas para obtener una curva S-N lo más fiable y precisa posible. En la mayoría de los problemas que se plantean en la ingeniería es suficiente si las curvas S-N detallan hasta un nivel de probabilidad entre $P=0.1$ y $P=0.9$. En algunos casos, sin embargo, es necesario conocer la curva S-N correspondiente a un valor de probabilidad de $P=0.01$ o menor, lo que requiere un mayor número de ensayos.

2.1.7. EFECTO DE LA TENSIÓN MEDIA EN LA VIDA A FATIGA

En la mayoría de las justificaciones y ejemplos que se suelen dar a la hora de explicar el fenómeno de la fatiga se hace referencia a una tensión media nula. En efecto, las curvas S-N explicadas anteriormente hacen referencia a tensión media nula. Sin embargo, en las situaciones reales más habituales, la tensión media a las que se ve sometido un sistema estructural en una situación de fatiga no es cero.

El valor de la tensión media tiene una gran influencia en el comportamiento a fatiga de los componentes. Cuando se representa la amplitud de tensión frente al número de ciclos de vida, la curva S-N resultante es función del valor de la tensión media. En la Figura 2.4 se muestra una serie de curvas S-N de un material metálico para diferentes valores de tensión media, observándose que cuanto mayor es la tensión media menor es la vida a fatiga del material.

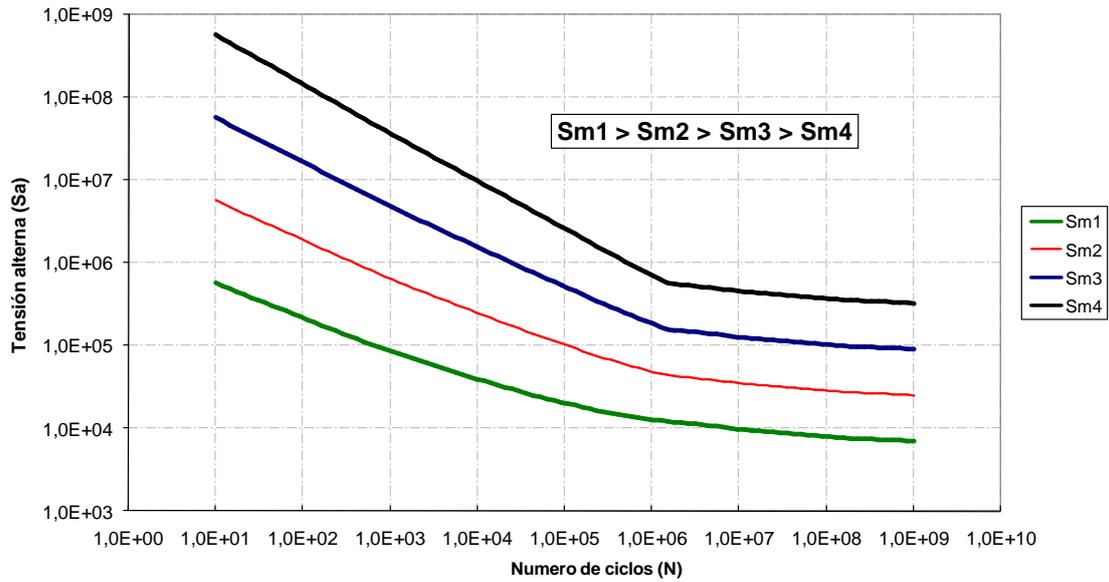


Figura 2.4. Influencia de la tensión media en la curva S-N

Para este tipo de situaciones en las que la tensión media no es nula es preciso proceder a realizar ensayos sistemáticos con diferentes valores de tensión media S_m y variable o alterna S_a . En la Figura 2.5 se muestran los diagramas de criterio de fallo más habituales para este tipo de situaciones, donde S_e es el límite de fatiga o endurancia, S_u la tensión última y S_y el límite elástico.

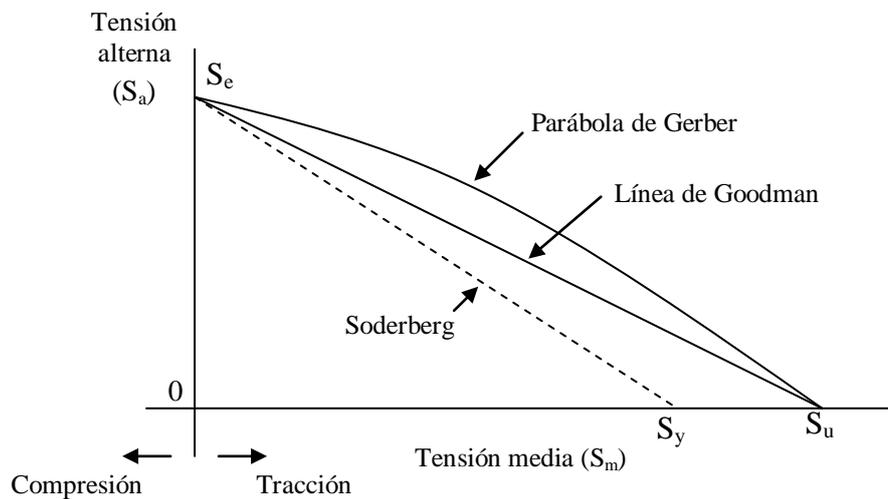


Figura 2.5. Diagrama de criterios de fallo

La zona de fallo se sitúa por encima de los puntos que representan los resultados obtenidos en los diferentes ensayos. Para separar la zona de fallo de la de no-fallo se han propuesto numerosos criterios, siendo los más utilizados los mostrados en la Figura 2.5.

2.1.8. DAÑO ACUMULADO

La sucesión de ciclos a los que se ve sometido un componente va reduciendo su vida a fatiga. Si un componente se encuentra bajo una cierta carga alterna su vida se reduce, por ejemplo un X %. Por lo tanto, su vida original (N) ha sido reducida a (100-X)% de N. Este daño, que puede no ser visible, está presente en el material.

En la Figura 2.6 se muestra un caso simple de una sucesión de ciclos sobre un componente, donde la amplitud solamente varía una vez. Si se aplica la ecuación (1.4) de Palmgren-Miner se produce el fallo por fatiga cuando se cumple:

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} = 1 \quad (2.7)$$

El término N_i es el número de ciclos permitidos a un nivel de tensión determinado y que se obtiene a partir de la curva de fatiga correspondiente, mientras que el término n_i son los ciclos que se aplican durante la vida del componente de acuerdo a los requerimientos de diseño.

Esta ley de Palmgren-Miner es muy sencilla de aplicar y ofrece resultados buenos, sin embargo presenta deficiencias.

En primer lugar esta ley no tiene en cuenta la secuencia de aplicación de las cargas. Si por ejemplo, la segunda carga S_{a2} es menor que el límite de fatiga, según esta ley, nunca se produciría daño a fatiga del componente ($N_2 = \infty \rightarrow n_2/N_2 = 0$). Este hecho no es cierto, ya que la primera carga S_{a1} ha producido un daño en el material y ha podido producir una microfisura que una carga muy pequeña, como puede ser S_{a2} , puede hacer que propague. En otras palabras, el límite de fatiga de un componente se reduce a medida que se le somete a cargas de fatiga.

Otro ejemplo en el cual la ley de Palmgren-Miner presenta errores es en situaciones en las que se producen deformaciones plásticas. En la Figura 2.7 se muestra una secuencia de dos cargas, aplicadas en distinto orden. En el primer caso (a) se empieza con una secuencia de carga (n_1) de menor amplitud y se pasa a una secuencia de carga (n_2) de mayor amplitud, la cual puede generar tensiones superiores al límite elástico del material.

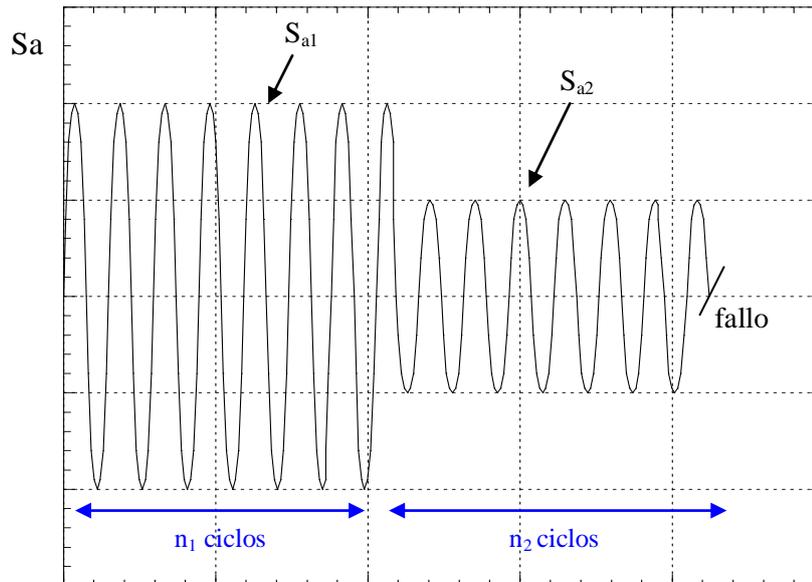


Figura 2.6. Secuencia de ciclos de diferente amplitud

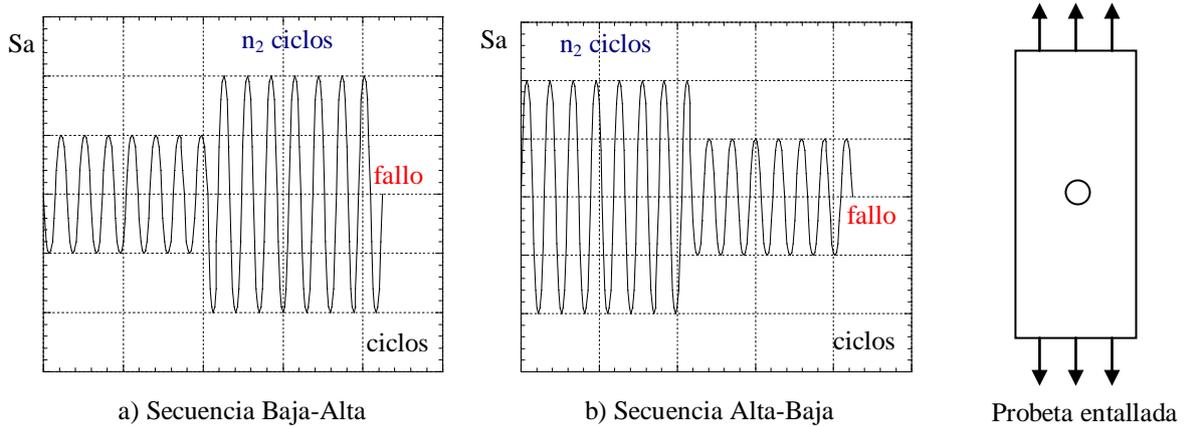


Figura 2.7. Secuencia de cargas aplicadas en distinto orden

El segundo caso (*b*) comienza con la secuencia de carga (n_2) de mayor amplitud (generando tensiones superiores al límite elástico) y posteriormente se sucede la secuencia de las cargas menores.

Cuando se aplican las cargas de mayor amplitud (n_2), se producen deformaciones plásticas, ya que se supera el límite elástico del material a escala local. Esto provoca que en el segundo caso (*b*) al aplicar esta secuencia (n_2) de menor amplitud, se produzcan tensiones residuales de compresión. Por lo tanto al iniciarse el segundo bloque de cargas (n_1), el daño que se va a generar en el componente es menor, no sólo porque las cargas de este bloque son menores, sino porque también existen unas tensiones residuales que van a hacer que la vida a fatiga del

componente en el caso (b) sea mayor. En el caso (a) la secuencia de cargas de menor amplitud no va a generar tensiones residuales de compresión.

Posteriormente a esta ley de Palmgren-Miner han surgido otras leyes que han tratado de superar estas limitaciones, sin embargo la primera sigue siendo la que tiene una mayor acogida por los buenos resultados que proporciona y por su sencillez. Por otra parte, la propia dispersión del fenómeno de fatiga puede hacer innecesario llegar a una gran precisión.

2.2. FATIGA DE BAJOS CICLOS

El fallo prematuro de algunos componentes y estructuras que habían sido diseñados según las bases de diseño de carga estática y fatiga de alto número de ciclos, propició que se centrasen los esfuerzos en este fenómeno que se denominó fatiga de bajos ciclos.

El trabajo desarrollado por Coffin y Manson en el año 1954 supuso un punto de inflexión en el conocimiento de la fatiga de bajos ciclos. En ese momento se dejó claro que la fatiga de bajo número de ciclos planteaba un problema muy diferente a la fatiga de alto número de ciclos.

La fatiga de bajos ciclos se produce en aquellos casos en los que un número reducido de ciclos son suficientes como para producir el fallo del sistema estructural, y está asociada a componentes que se ven envueltos en operaciones de arranque, parada o interrupciones habituales. Estas situaciones son a las que se ven sometidos los componentes de la vasija de una Central Nuclear en la que se producen un número reducido y determinado de transitorios en la vida en funcionamiento.

2.2.1 BASES DE LA FATIGA DE BAJOS CICLOS

En las situaciones de fatiga de bajos ciclos, el fallo puede ocurrir en un número de ciclos inferior en ocasiones a 1000. El componente se ve sometido a unas tensiones elevadas que conllevan deformaciones plásticas locales (en entallas, soldaduras o cualquier localización donde se produzcan concentraciones de tensiones). Bajo estas condiciones, se demostró hacia el año 1950 que las deformaciones locales son el parámetro más efectivo para predecir la vida a fatiga del componente (método de deformación-nº ciclos).

El método de deformación-nº ciclos se basa en la hipótesis de que el tiempo necesario para que en un componente entallado se produzca la nucleación y formación de una microgrieta (fase de iniciación) es similar al tiempo de iniciación en una probeta perfectamente pulida a la que se la

somete a un ensayo de fatiga donde el parámetro de control es la deformación impuesta. En la Figura 2.8 se ilustra esta idea.

A partir de esta hipótesis es posible determinar la vida a fatiga de un componente en el que se generan deformaciones plásticas localizadas si se conoce la relación entre la deformación cíclica impuesta y la vida a fatiga.

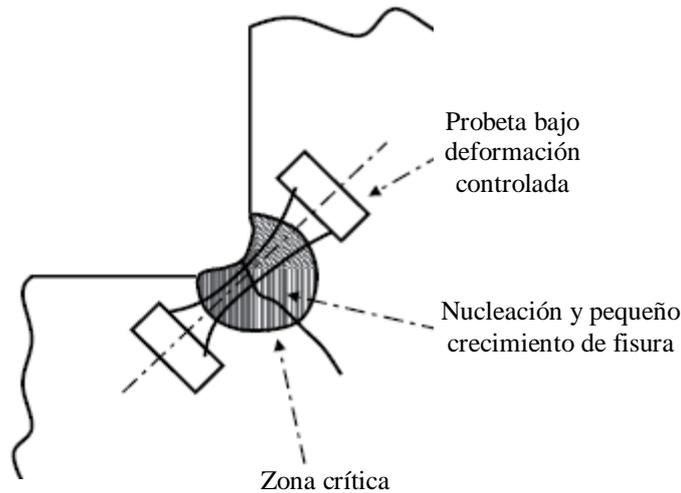


Figura 2.8. Concepto del método de deformación-nº ciclos [1]

La curva deformación-nº ciclos se obtiene a partir de ensayos similares a los que se hacen para obtener la curva de Wölher (S-N), pero en este caso el parámetro de control es la deformación ejercida sobre la probeta.

Antes de analizar con más detalle esta relación entre deformación y ciclos de vida, se estudiará brevemente el comportamiento de los materiales ante cargas cíclicas cuando existe deformación plástica, esto es, el concepto del ciclo de histéresis.

2.2.2. CICLO DE HISTÉRESIS

En la Figura 2.9 se muestra la relación tensión-deformación tras un ciclo completo donde el parámetro de control es la deformación. La carga inicial se ve representada por los puntos O-A-B, siendo la tensión en el punto B superior al límite elástico del material. Por este motivo, en el momento de descargar (B-C) se produce una deformación permanente o plástica de tracción (O-C). El límite elástico de compresión (D) es menor que el límite elástico de tracción debido al efecto Bauschinger. Al volver a cargar (E-F) se concluye el ciclo de histéresis y se genera una deformación plástica de compresión (O-F).

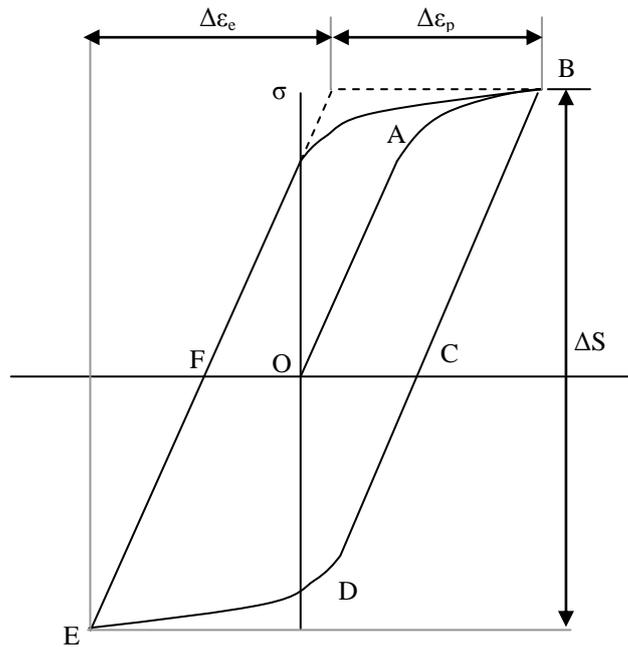


Figura 2.9. Ciclo de histéresis S-ε

La dimensión del ciclo de histéresis se define por su anchura o variación de deformación total $\Delta\varepsilon$, y por su altura o variación de tensión ΔS . La variación de deformación total $\Delta\varepsilon$ está compuesta por la componente elástica $\Delta\varepsilon_e$ y por la componente plástica $\Delta\varepsilon_p$ (y estas a su vez tienen una componente de tracción y de compresión).

$$\Delta\varepsilon = \Delta\varepsilon_e + \Delta\varepsilon_p \quad (2.8)$$

Si se mantiene constante la amplitud de deformación impuesta, y después de unos primeros ciclos de “acondicionamiento”, el ciclo de histéresis permanecerá sin variación alguna. Durante esos primeros ciclos, y aún imponiendo una deformación de amplitud constante, el ciclo de histéresis experimenta unas ligeras variaciones. Esto es debido a que el primer ciclo de tensión produce una modificación estructural interna causada por la deformación plástica que se genera y que conlleva una variación de la energía potencial en la matriz del material. Ante esta modificación estructural el material puede responder mediante tres comportamientos: endurecimiento, ablandamiento o una combinación de ambos. En la Figura 2.10 y Figura 2.11 se representan estos comportamientos del material.

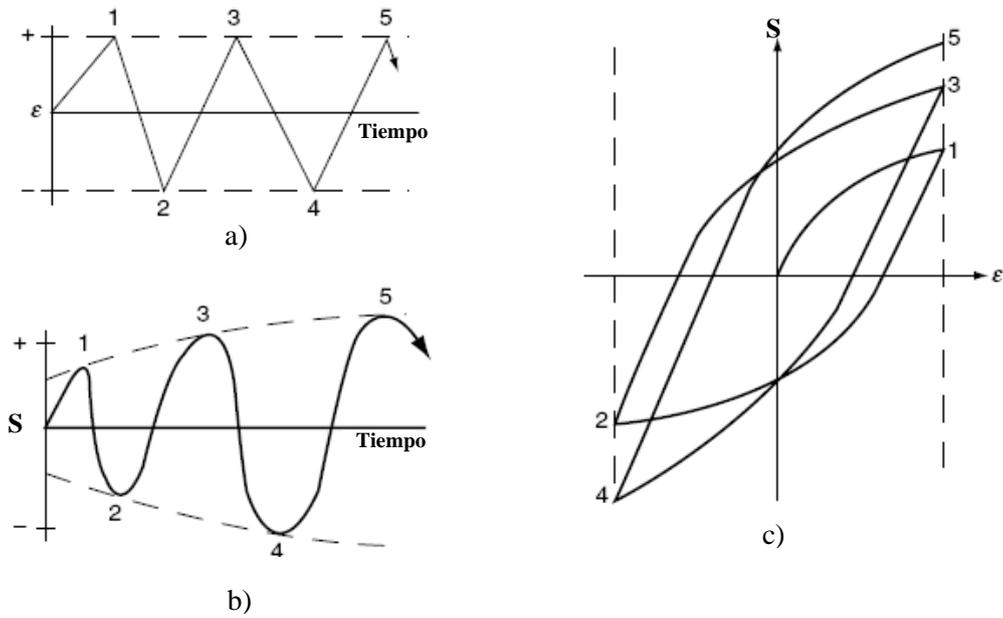


Figura 2.10. Respuesta del material ante ciclos de deformación constante: Endurecimiento[1]

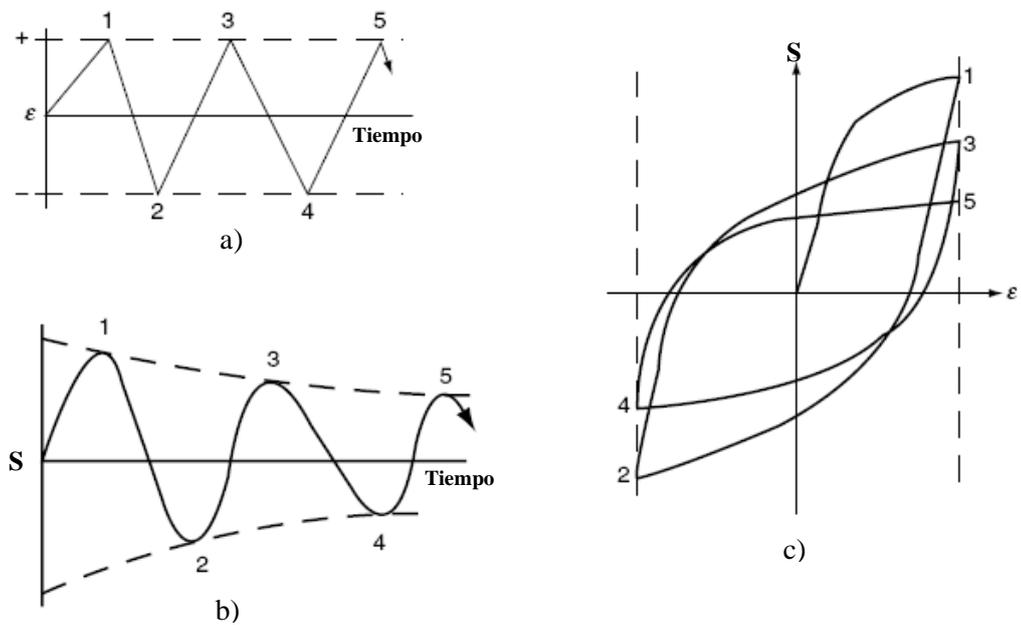


Figura 2.11. Respuesta del material ante ciclos de deformación constante: Ablandamiento [1]

Normalmente el ciclo de histéresis se estabiliza transcurridos unos 100 ciclos, una vez que el material llega a una condición de equilibrio establecida por la variación de deformación impuesta.

La curva cíclica tensión-deformación puede ser diferente a la curva tensión-deformación obtenida mediante un ensayo estático de tracción. La curva cíclica tensión-deformación se obtiene generalmente uniendo los extremos de la familia de ciclos de histéresis una vez se han estabilizado y que han sido generadas mediante ensayos con diferentes amplitudes de deformación. En la Figura 2.12 se muestran la curva tensión-deformación y la curva cíclica tensión-deformación.

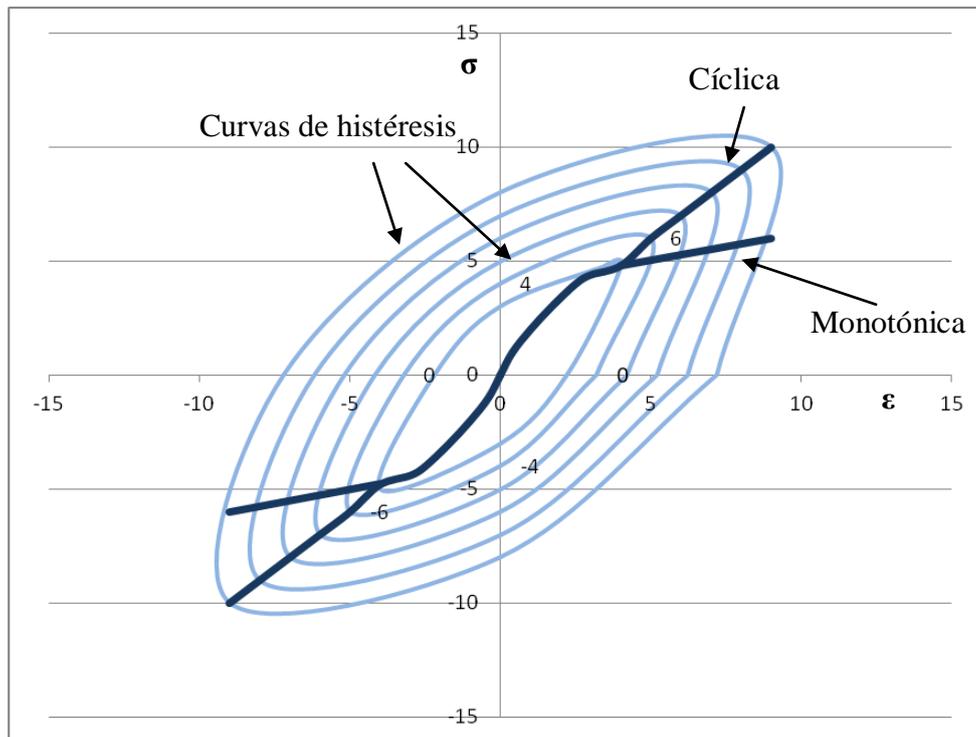


Figura 2.12. Familia de curvas tensión-deformación (material con endurecimiento cíclico)

La curva cíclica tensión-deformación responde a la siguiente ley potencial:

$$\Delta S = K'(\Delta \varepsilon_p)^{n'} \quad (2.9)$$

siendo n' el exponente de dureza cíclica y K' el coeficiente de resistencia cíclica.

La ecuación habitual que define la curva cíclica tensión-deformación se obtiene a partir de las ecuaciones (2.8) y (2.9)

$$\Delta \varepsilon = \Delta \varepsilon_e + \Delta \varepsilon_p = \frac{\Delta S}{E} + \left(\frac{\Delta S}{K'} \right)^{1/n'} \quad (2.10)$$

2.2.3. CURVA ε -N. COFFIN MANSON

Uno de los principales objetivos del estudio de la teoría de la fatiga es la predicción de vida de un sistema estructural o componente. Antes del año 1950 aproximadamente, el procedimiento habitual era el uso de las curvas de Wöhler, obtenidas en laboratorio mediante ensayos de probetas siendo el parámetro de control la tensión cíclica aplicada.

Con la aparición de la teoría de fatiga de bajos ciclos, y una vez observado como la deformación plástica tenía una influencia principal en estos procesos, se comenzaron a realizar ensayos en probetas bajo control por deformación. Coffin y Manson observaron como la vida a fatiga N depende principalmente de la amplitud de deformación plástica $\Delta\varepsilon_p$ y podía ser representada mediante una ley potencial:

$$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \varepsilon_u (2N)^c \quad (2.11)$$

donde ε_u es el coeficiente de ductilidad a la fatiga y c el exponente de ductilidad a la fatiga.

Si la ecuación (2.11) se introduce en la ecuación (2.8) se tiene:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} + \varepsilon_u (2N)^c \quad (2.12)$$

Teniendo en cuenta la ley de Basquin (obtenida en base a ensayos bajo carga controlada):

$$\frac{\Delta S}{2} = \sigma_u (2N)^b = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} \cdot E \quad (2.13)$$

donde S_u es el coeficiente de resistencia a la fatiga, b el exponente de resistencia a fatiga y E el módulo de elasticidad, se obtiene la expresión analítica de la curva deformación-tensión:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{S_u}{E} (2N)^b + \varepsilon_u (2N)^c \quad (2.14)$$

El primer y segundo término de la derecha de esta ecuación (2.14) son la componente elástica $\Delta\varepsilon_e$ y plástica $\Delta\varepsilon_p$ respectivamente, de la amplitud total de deformación. Esta ecuación es la base del diseño a fatiga. Su representación gráfica se muestra en la Figura 1.1, donde se representa la amplitud de deformación total, elástica y plástica.

Como ya se señaló en el Capítulo 1 de este trabajo, el punto de intersección de la curva de deformación elástica y plástica $2N_t$ es el punto de transición en el cual la deformación elástica y plástica son iguales.

$$2N_t = \left(\frac{\varepsilon_u E}{S_u} \right)^{1/(b-c)} \quad (2.15)$$

La fatiga de bajos ciclos se aplica cuando $2N \ll 2N_t$, es decir, cuando la amplitud de deformación plástica es superior a la amplitud de deformación elástica y la vida a fatiga del material es controlada por la deformación plástica acumulada en cada ciclo.

Las curvas ε - N permiten tratar con un único planteamiento tanto aquellas situaciones en las que predomine la componente elástica de deformación como en las que domine la componente plástica.

Para la determinación únicamente de la curva de Coffin-Manson según la ley potencial (2.11) se desarrollan ensayos bajo deformación plástica controlada, siendo habitual una representación de la amplitud de deformación plástica y de los ciclos de vida a fatiga, tal como se muestra en la Figura 2.13.

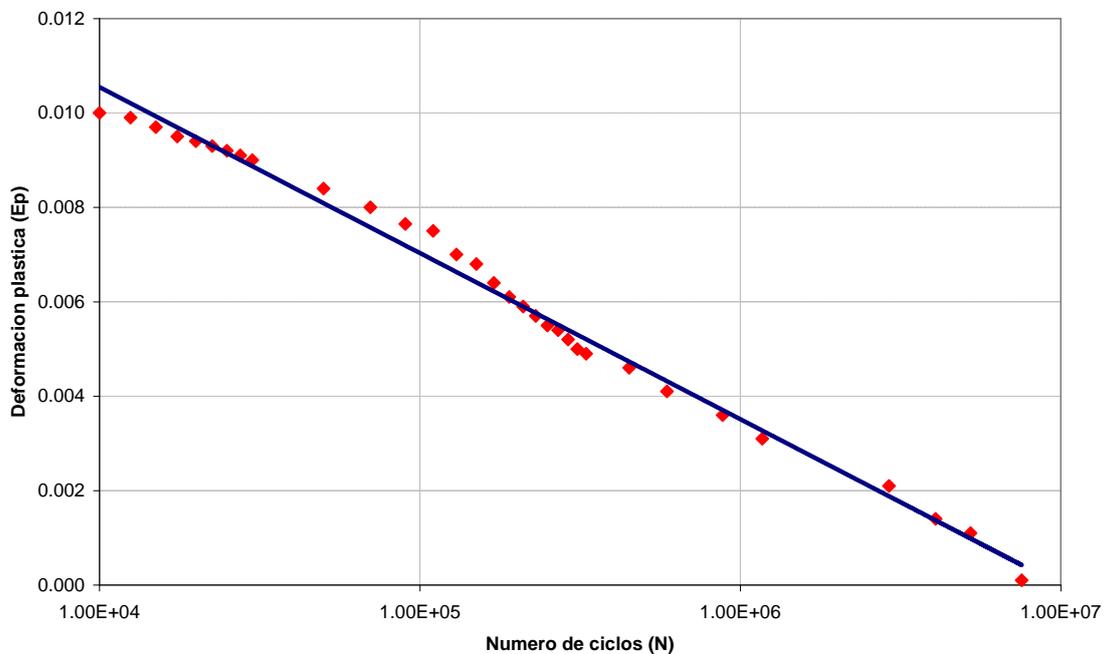


Figura 2.13. Curva de Coffin-Manson

2.3. CONTABILIDAD DE CICLOS

Durante la vida en servicio los componentes o sistemas estructurales se ven sometidos a cargas cíclicas, las cuales pueden tener una amplitud constante o puede variar con el tiempo. En aquellos casos en los que la amplitud es constante, independientemente de que el valor medio de tensión sea nulo, la determinación del número de ciclos y de su amplitud es una labor muy sencilla. Sin embargo, si la amplitud de la carga varía con el tiempo es más difícil determinar los ciclos y sus amplitudes.

Los ciclos pueden ser contados mediante la historia en el tiempo de un parámetro de interés, normalmente la tensión o deformación. Para el cómputo de los ciclos existen diferentes técnicas que se describen a continuación.

2.3.1. CONTABILIDAD DE CICLOS CON UN PARÁMETRO

El cómputo de ciclos con un solo parámetro emplea procedimientos, como el método de cruces de nivel, picos y valles, y contabilidad de rangos. Sin embargo no son los más apropiados en el análisis del daño a fatiga, ya que no establecen correctamente la relación existente entre el ciclo de carga y el ciclo de histéresis en el plano tensión-deformación, cuya influencia es determinante en el fallo por fatiga. A pesar de ello, a continuación se expondrán los métodos con un solo parámetro más habituales con el objetivo de entender su funcionamiento y compararlos con los métodos de dos parámetros que son más apropiados.

2.3.1.1. CONTABILIDAD DE CRUCES DE NIVEL

Este método se basa en la evaluación de la frecuencia con la que el parámetro de interés (tensión o deformación) cruza un determinado nivel. El proceso se representa en la Figura 2.14. Se cuentan aquellos cruces de nivel con pendiente positiva por encima de un valor de referencia y los cruces de nivel con pendiente negativa por debajo del mismo. Este valor de referencia suele ser el valor medio o principal del parámetro de interés durante todo el periodo estudiado. En la Figura 2.15 y en la Tabla 2.1 se muestran los resultados de este método según lo observado en la Figura 2.14. Una variante de este método es contar todos aquellos cruces de nivel con pendiente positiva.

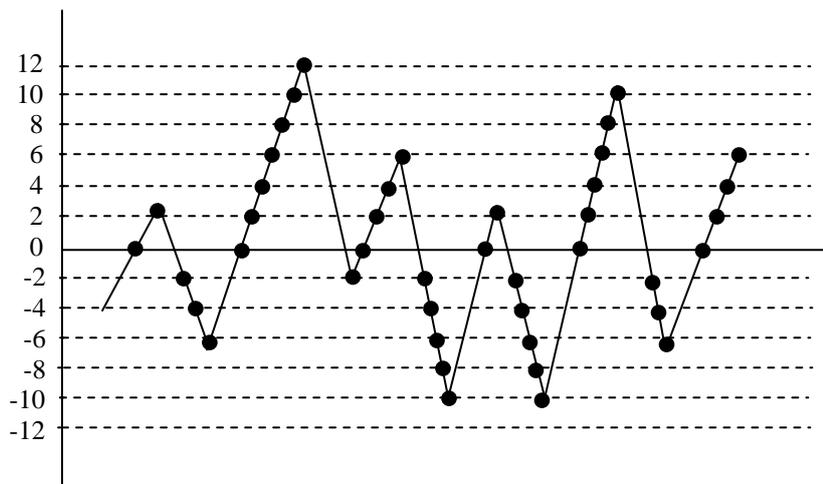


Figura 2.14. Método de los cruces de nivel

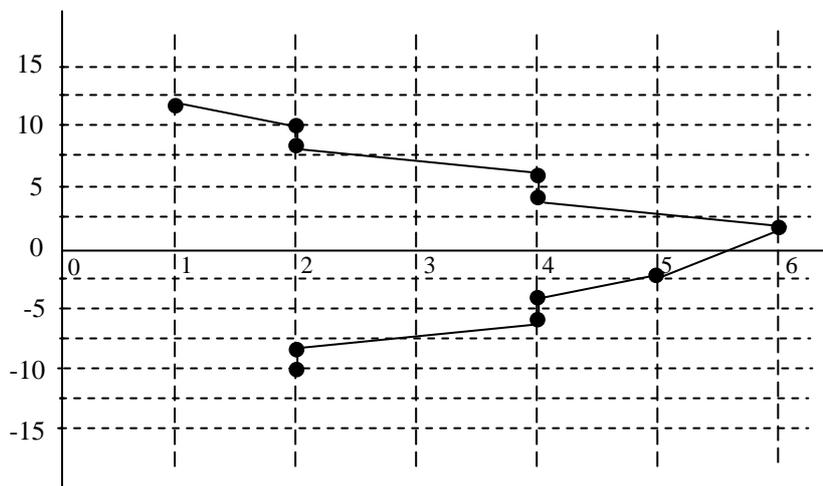


Figura 2.15. Cómputo de cruces de nivel

Tabla 2.1. Resultados por el método de cruces de nivel

Nivel	Nº de cruces
12	1
10	2
8	2
6	4
4	4
2	6
0	6
-2	5
-4	4
-6	4
-8	2
-10	2

Una vez que se ha realizado el cómputo de los cruces de nivel se forman los ciclos. La formación de los ciclos se realiza de mayor a menor amplitud, ya que según el *SAE Fatigue Design Handbook* (Rice et al., 1997) [82] el mayor daño por fatiga se produce si se sigue este orden. En la Figura 2.16 se representa la formación de ciclos según esta teoría.

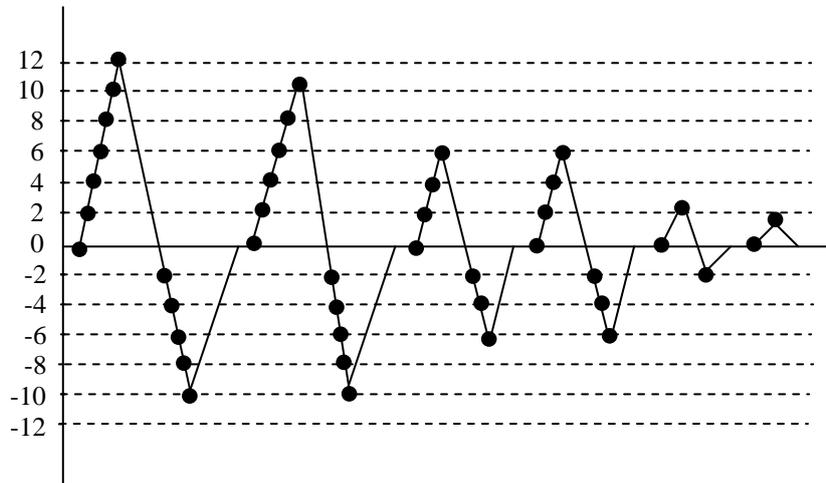


Figura 2.16. Formación de ciclos según amplitud decreciente

2.3.1.2. CONTABILIDAD DE PICOS Y VALLES

Este método evalúa la frecuencia de aparición de valores extremos: picos y valles. El procedimiento habitual es contar los picos por encima de un valor de referencia y los valles por debajo de ese valor. En la Figura 2.17 se muestra un ejemplo de este método, cuyos resultados se muestran en la Tabla 2.2.

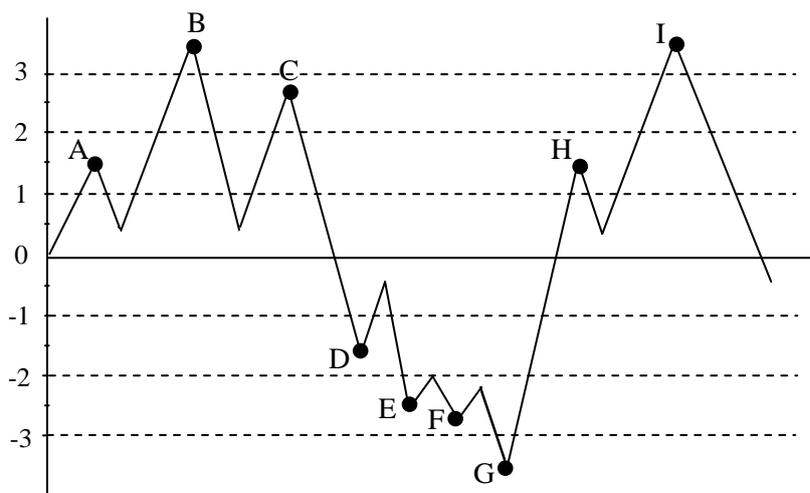


Figura 2.17. Contabilidad de picos y valles

Tabla 2.2. Relación de picos y valles

Picos y valles	Cómputos
3.5	2
2.5	1
1.5	2
-1.5	1
-2.5	1
-2.7	1
-3.5	1

Una variante que presenta este método es contabilizar los valores más extremos entre cada cruce de nivel, tal como se muestra en la Figura 2.18 y en la Tabla 2.3. El objetivo es eliminar las variaciones de pequeña amplitud. Por último existe otro procedimiento, que es contar todos los picos y valles (Figura 2.19 y Tabla 2.4)

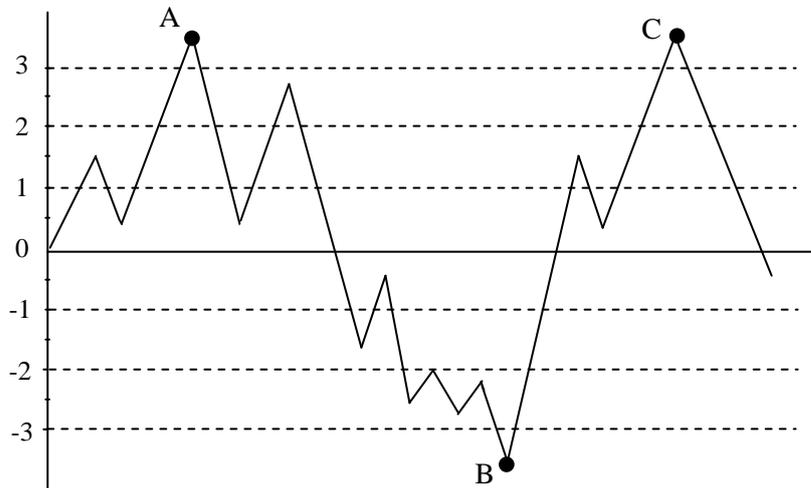


Figura 2.18. Contabilidad de picos y valles de mayor valor

Tabla 2.3. Relación de picos y valles

Picos	Cómputos
3.5	2
-3.5	1

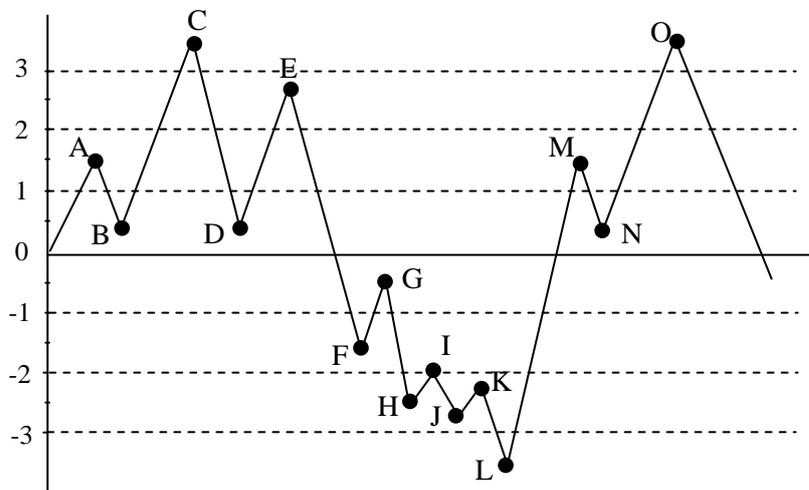


Figura 2.19. Contabilidad de todos los picos y valles

Tabla 2.4. Relación de picos y valles

Picos y valles	Cómputos
3.5	2
2.5	1
1.5	2
0.5	3
-0.5	1
-1.5	1
-2	1
-2.5	2
-2.7	1
-3.5	1

Una vez contabilizados los picos y valles se procede a construir los ciclos mediante el procedimiento anteriormente descrito, esto es, se crearán mediante la unión del pico mayor y el valle menor. Posteriormente se unirán el segundo pico de mayor valor con el segundo valle de menor valor, y así sucesivamente. En la Figura 2.20 y en la Tabla 2.5 se muestra este procedimiento basándose en los resultados obtenidos mediante el método habitual de picos y valles (Figura 2.17 y Tabla 2.2).

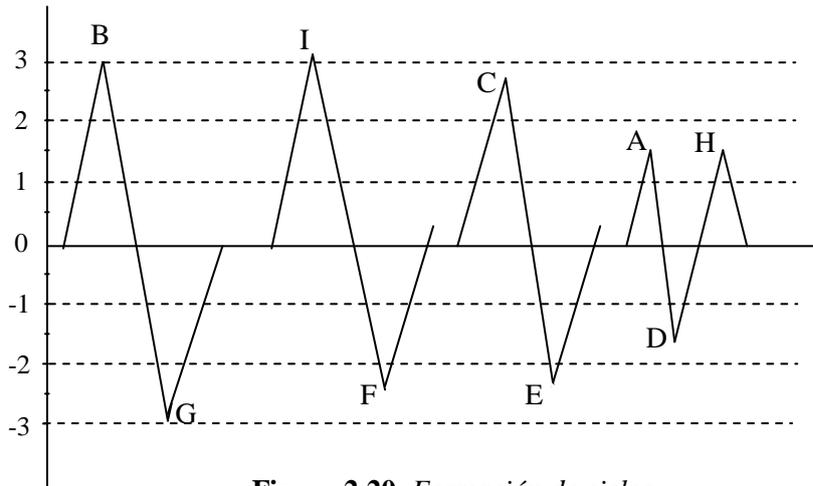


Figura 2.20. Formación de ciclos

Tabla 2.5. Rangos contabilizados

Rangos	Cómputo de ciclos
7	1
6.2	1
5	1
3	1.5

2.3.1.3 CONTABILIDAD DE RANGOS

En este método, el rango es definido como la diferencia entre un pico y un valle adyacentes, siendo positivo el rango cuando el valle es seguido del pico y negativo cuando el pico es seguido del valle. El método se representa en la Figura 2.21 y los resultados se muestran en la Tabla 2.6.

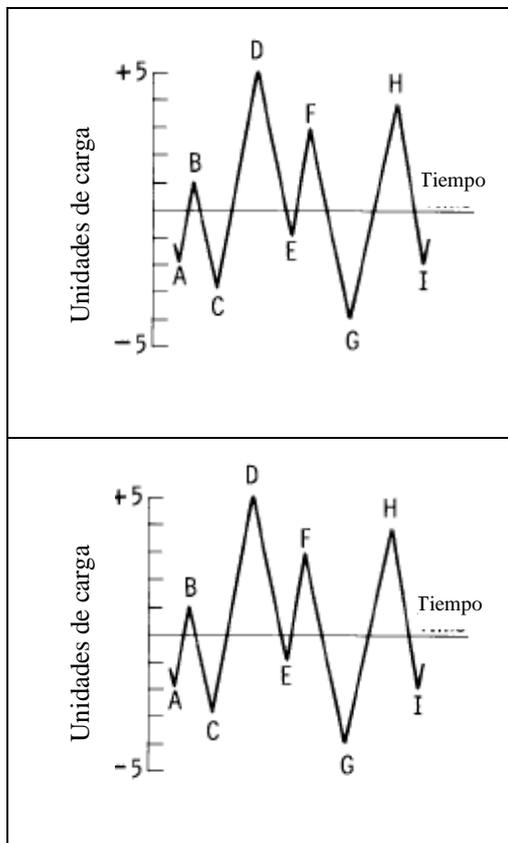


Figura 2.21. Método de contabilidad de rangos [2]

Tabla 2.6. Relación de Rangos y ciclos

Rangos	Cómputo de ciclos	Eventos
10	0	
9	0	
8	1	C-D, G-H
7	0.5	F-G
6	1	D-E, H-I
5	0	
4	1	B-C, E-F
3	0.5	A-B
2	0	
1	0	

Mediante este método es posible contar los rangos positivos, negativos o ambos. Si solamente se contabilizan los rangos positivos o negativos, entonces se computan como ciclos. Si se contabilizan ambos rangos, entonces serán considerados como medios ciclos. Normalmente se eliminan aquellos rangos menores a un valor predeterminado.

2.3.2. CONTABILIDAD DE CICLOS CON DOBLE PARÁMETRO

Los métodos de contabilidad de ciclos con doble parámetro son los más adecuados en los análisis de fatiga ya que los ciclos definidos mediante estos métodos se corresponden con los ciclos de histéresis en el plano tensión-deformación.

A continuación se explican los dos métodos más habituales.

2.3.2.1. CONTABILIDAD DE PARES DE RANGOS

El método de pares de rangos contabiliza un rango como un ciclo cuando puede ser emparejado con una señal de igual valor y sentido inverso. Las reglas de este procedimiento se resumen en los pasos siguientes:

- 1) Se lee el pico o valle. Si no hay datos se va al paso 5).

- 2) Si hay menos de tres puntos (picos o valles), se va al paso 1). Si hay más de tres puntos se forman los rangos X e Y usando los tres picos y valles más recientes que no han sido descartados (X denota el rango a estudiar e Y el rango adyacente previo a X).

- 3) Se compara el valor absoluto de X e Y.
 - a) Si $X < Y$ se va al paso 1)

 - b) Si $X \geq Y$ se va al paso 4)

- 4) Se cuenta el rango Y como un ciclo y se descarta el pico y valle del rango Y. Se va al paso 2.

- 5) Los ciclos que quedan, si hay, se cuentan comenzando por el final hasta el inicio de la secuencia. Si al final queda un solo rango, puede ser contabilizado como un ciclo o como medio ciclo.

Para comprenderlo mejor se muestra el proceso en la Figura 2.22.

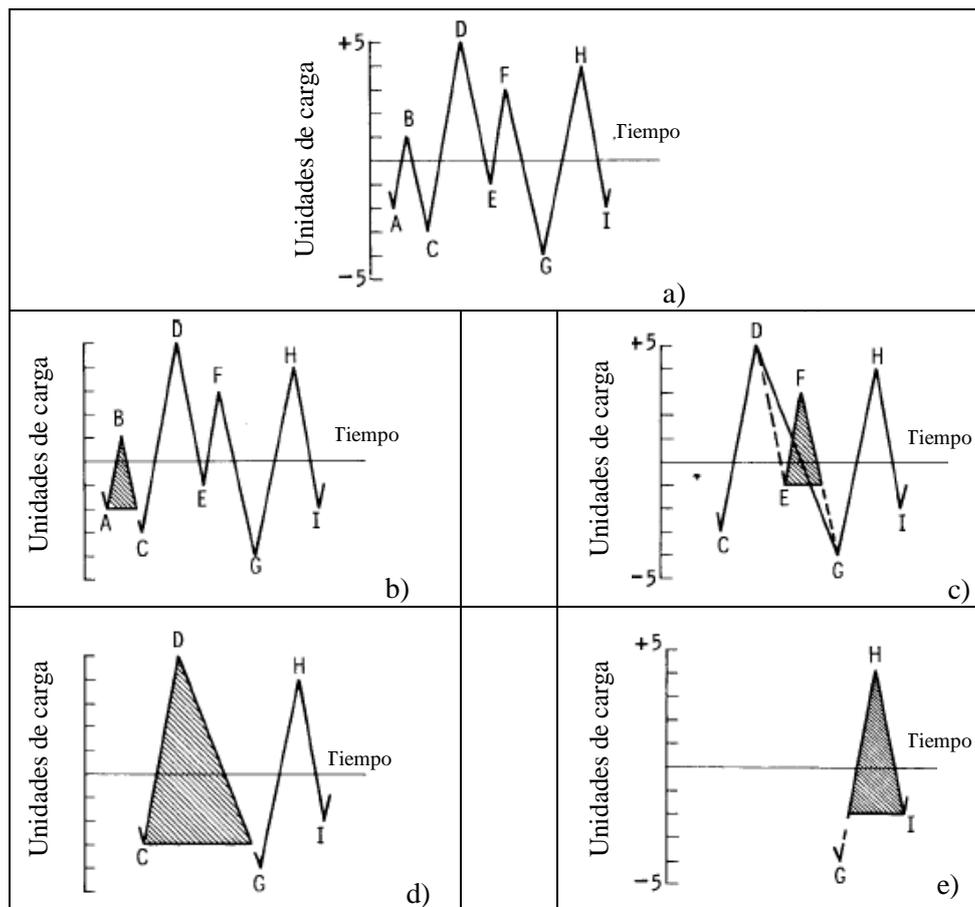


Figura 2.22. Método de contabilidad de pares de rangos [2]

Tabla 2.7. Relación de rangos y ciclos

Rangos	Cómputo de ciclos	Eventos
10	0	
9	0	
8	1	C-D
7	0	
6	1	H-I
5	0	
4	1	E-F
3	1	A-B
2	0	
1	0	

Los pasos para este ejemplo concreto son los siguientes:

- 1) $Y = |A-B|$; $X = |B-C|$; $X > Y$. Se cuenta $|A-B|$ como un ciclo y se descartan los puntos A y B (Figura 2.22 (b)). Se observa como el ciclo se forma por el par A-B y una porción del rango B-C.
- 2) $Y = |C-D|$; $X = |D-E|$; $X < Y$
- 3) $Y = |D-E|$; $X = |E-F|$; $X < Y$
- 4) $Y = |E-F|$; $X = |F-G|$; $X > Y$. Se cuenta $|E-F|$ como un ciclo y se descartan los puntos E y F (Figura 2.22(c)).
- 5) $Y = |C-D|$; $X = |D-G|$; $X > Y$. Se cuenta $|D-G|$ como un ciclo y se descartan los puntos D y G (Figura 2.22 (d)).
- 6) $Y = |G-H|$; $X = |H-I|$; $X < Y$. Se va al final y se cuenta hacia atrás.
- 7) $Y = |H-I|$; $X = |G-H|$; $X > Y$. Se cuenta $|H-I|$ como un ciclo y se descartan los puntos H e I (Figura 2.22 (e)).
- 8) Fin del cómputo.

En la Tabla 2.7 se resumen los ciclos contabilizados en este ejemplo.

2.3.2.2 MÉTODO DE CORRIENTE DE LLUVIA

Este método es similar al anterior pero corrige algunas de sus imperfecciones. La metodología de cómputo se ilustra en el siguiente símil: se coloca la señal con el eje de tiempos en posición vertical y se imagina que de la parte interior de cada extremo emerge una corriente de lluvia que cae deslizándose como el agua en un tejado. Esta corriente está sometida a las siguientes reglas:

- Una corriente que comenzó en un valle se detendrá al pasar frente a un valle menor o igual al que la dio origen.
- Una corriente de lluvia también se detiene si se encuentra con otra corriente de lluvia que venga de un extremo superior.

El símil se encuentra ilustrado en la Figura 2.23.

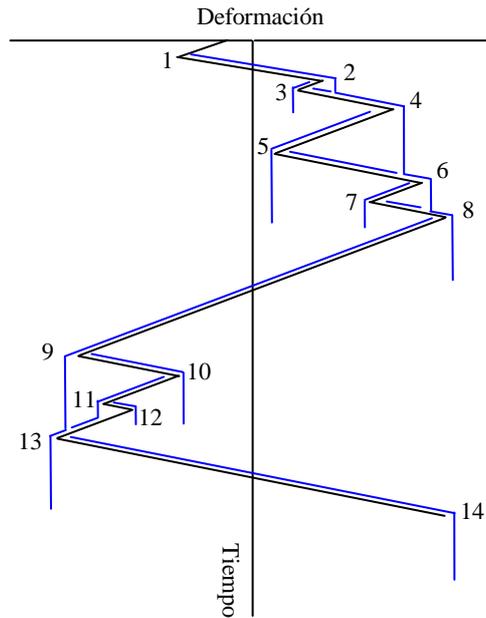


Figura 2.23. Ilustración del método de corriente de lluvia

La longitud de cada corriente de lluvia se toma como medio ciclo y cada parte de la historia temporal se considera una sola vez.

De una forma sistemática se pueden establecer una serie de reglas, donde X denota el rango a estudiar, Y el rango adyacente previo a X y S el punto inicial del periodo de análisis. Los pasos son los siguientes:

- 1) Se lee el siguiente pico o valle. Si no hay datos se va al paso 6).
- 2) Si hay menos de tres puntos (picos o valles), se va al paso 1). Si hay más de tres puntos se forman los rangos X e Y usando los tres picos y valles más recientes, que no han sido descartados.
- 3) Se compara el valor absoluto de X e Y.
 - a) Si $X < Y$ se va al paso 1)
 - b) Si $X \geq Y$ se va al paso 4)
- 4) Si el rango Y contiene el punto de inicio S, se va al paso 5; de lo contrario, se cuenta el rango Y como un ciclo, y se descartan los picos y valles de Y. Se va al paso 2.

5) Se cuenta el rango Y como medio ciclo; se descarta el primer punto (pico o valle) del rango Y. Se mueve el punto de inicio al segundo punto del rango Y. Se va al paso 2.

6) Se cuenta cada rango que no ha sido previamente contabilizado como medio ciclo

Para comprender mejor se ejemplifica el proceso en la Figura 2.24.

Los pasos son los siguientes:

1) $S=A$; $Y= |A-B|$; $X= |B-C|$; $X > Y$. Y contiene S, es decir, el punto A. Se cuenta $|A-B|$ como medio ciclo y se descarta el punto A. $S=B$ (Figura 2.24 (b)).

2) $Y= |B-C|$; $X= |C-D|$; $X > Y$. Y contiene S, es decir, el punto B. Se cuenta $|B-C|$ como medio ciclo y se descarta el punto B. $S=C$ (Figura 2.24(c)).

3) $Y= |C-D|$; $X= |D-E|$; $X < Y$

4) $Y= |D-E|$; $X= |E-F|$; $X < Y$

5) $Y= |E-F|$; $X= |F-G|$; $X > Y$. Se cuenta $|E-F|$ como un ciclo y se descartan los puntos E y F (Figura 2.24 (d)). El ciclo está formado por el par de rangos E-F y una porción del rango F-G.

6) $Y= |C-D|$; $X= |D-G|$; $X > Y$. Y contiene S, es decir, el punto C. Se cuenta $|C-D|$ como medio ciclo y se descarta el punto C. $S=D$ (Figura 2.24 (e)).

7) $Y= |D-G|$; $X= |G-H|$; $X < Y$.

8) $Y= |G-H|$; $X= |H-I|$; $X < Y$. Fin de los datos

9) Se cuenta $|D-G|$ como medio ciclo, $|G-H|$ como medio ciclo y $|H-I|$ como medio ciclo (Figura 2.24 (f)).

10) Fin del cómputo.

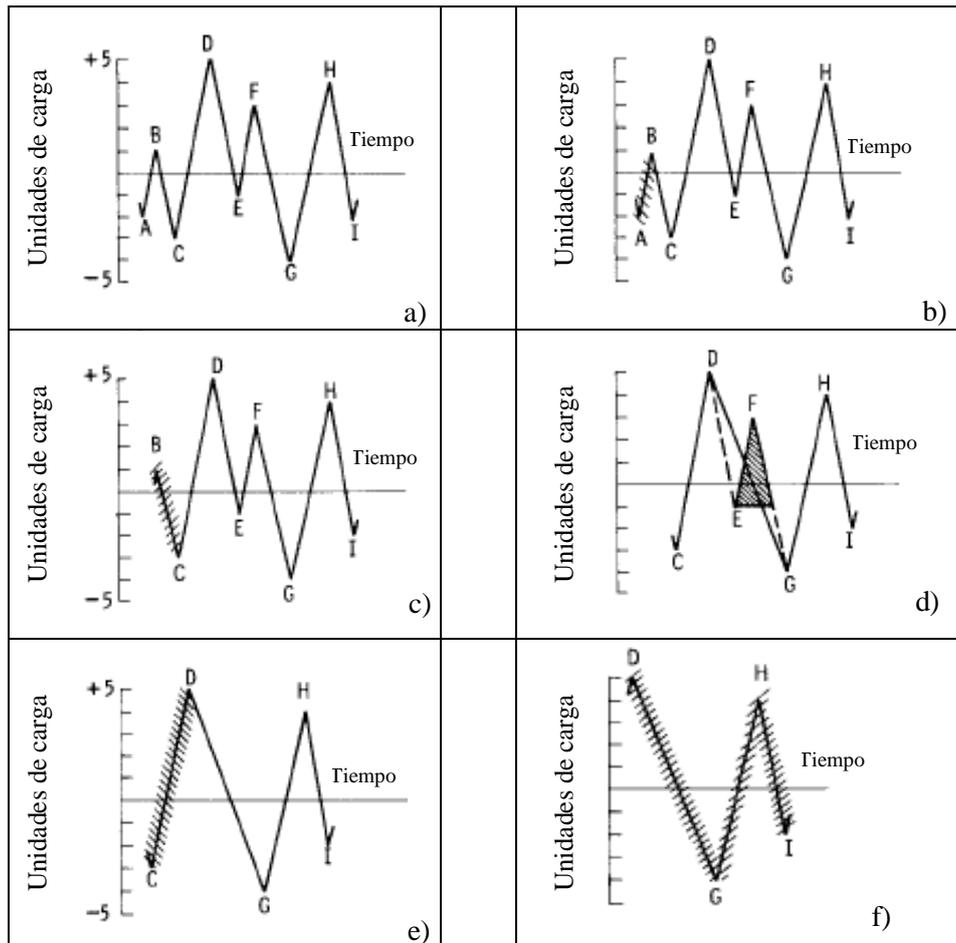


Figura 2.24. Método de contabilidad de corriente de lluvia [2]

Tabla 2.8. Relación de rangos y ciclos

Rangos	Cómputo de ciclos	Eventos
10	0	
9	0.5	D-G
8	1	C-D
7	0	
6	1	H-I
5	0	
4	1	E-F
3	1	A-B
2	0	
1	0	

En la Tabla 2.8 se resumen los ciclos contabilizados en este ejemplo. Desde un punto de vista físico es el procedimiento más correcto y más utilizado para evaluar ciclos de fatiga ya que los ciclos definidos corresponden a ciclos de histéresis en el plano tensión-deformación. En la Figura 2.25 se representa la señal temporal, en este caso deformación, frente al tiempo junto al diagrama S- ϵ apreciándose su correspondencia.

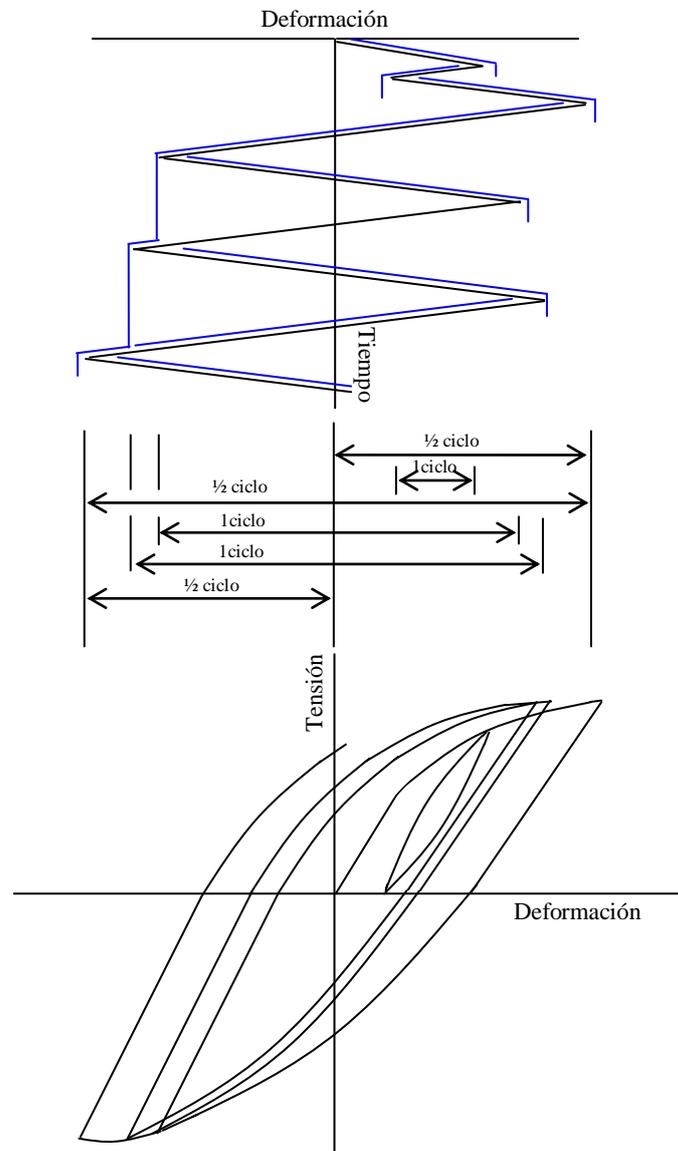


Figura 2.25. Correspondencia ϵ - t y S- ϵ

2.4. CODIGO ASME: MÉTODO DE CÁLCULO DE REFERENCIA

En el diseño de vasijas y componentes asociados de una central nuclear el código americano ASME [3] (*American Society Mechanical Engineering*) es sin duda el más extendido y usado,

aunque existen otras normativas que han sido desarrolladas por diferentes países, y que principalmente son aplicadas por ellos mismos.

En los cálculos empleados para la evaluación del fenómeno de fatiga en los componentes de la vasija de la central nuclear evaluados en esta tesis se emplea la mencionada normativa americana. A continuación expondremos brevemente su contenido en el tema referente a la fatiga.

2.4.1. BASES DE LA FATIGA SEGÚN EL CÓDIGO ASME

Inicialmente el procedimiento de análisis de fatiga era algo impreciso respecto a su propósito, siendo bastante dificultosa su aplicación [4]. De este modo la Sección III del código ASME, Subsección NB, que contiene las reglas para el diseño de componentes de Clase 1 de centrales nucleares [3] supuso una gran innovación ya que reconocía a la fatiga como un posible modo de fallo y facilitaba una serie de reglas específicas para su prevención. La fatiga tenía una aplicación fundamental en el diseño de componentes de maquinaria rotativa y aeronáutica, donde los componentes están sometidos a un número alto de ciclos (fatiga de alto número de ciclos) y donde el límite de endurancia o de fatiga supone un dato esencial. Sin embargo en las vasijas a presión, el número de ciclos de tensión aplicados durante su vida raramente supera los 100000 ciclos (fatiga de bajo número de ciclos), y normalmente se estiman en unos pocos miles, y por tanto era necesario desarrollar nuevos conceptos que antes no habían sido empleados, como puede ser el desarrollo de nuevas curvas de diseño donde la variable de control fuera la deformación y no la tensión.

En su creación, el propósito de la Sección III no era tanto establecer un procedimiento cuantitativo de evaluación de la vida a fatiga como demostrar que el método habitual de análisis de fatiga empleado en los ya mencionados componentes de máquinas rotativas y aeronáuticas, era conservador en el caso de ser empleado en las vasijas. Este conservadurismo se basa en que los transitorios reales en planta son menos severos y en menor número que los supuestos inicialmente.

El procedimiento de evaluación de fatiga del código ASME se describe en los artículos NB-3200, “*Design by analysis*” y NB-3600, “*Piping Design*”. En el punto 2.4.7 de la tesis se realiza una breve descripción de los aspectos más relevantes de este procedimiento descrito en esos artículos, principalmente en la NB-3200.

2.4.2. EMPLEO DE DATOS DE FATIGA CONTROLADA POR DEFORMACIÓN

La principal diferencia entre fatiga de alto número de ciclos y bajo número de ciclos es que la primera implica una mínima o nula plasticidad, mientras que en el segundo el fallo, en unos pocos miles de ciclos, puede ser producido por deformaciones superiores al límite elástico. En la zona plástica se pueden producir grandes deformaciones con pequeñas variaciones de tensión. Se ha comprobado que el daño a fatiga en zona plástica es función de la deformación plástica y por tanto las curvas de fatiga que se usen en estas zonas deberían estar basadas en ensayos donde sea la deformación, y no la tensión, el parámetro de control.

Las curvas de diseño a fatiga del código ASME, ilustradas en su Apéndice I de la Sección III, se obtuvieron a partir de probetas pulidas que fueron ensayadas en un ambiente no agresivo (aire) siendo el parámetro de control la deformación. Las curvas de diseño fueron desarrolladas a partir del mejor ajuste de las curvas obtenidas de los datos de los ensayos de fatiga deformación-nº de ciclos (ϵ -N), las cuales pueden ser expresadas mediante la ecuación de Langer-Coffin [5]:

$$\epsilon_a = A1 (N)^{-n1} + A2 \quad (2.16)$$

siendo:

- ϵ_a = amplitud de deformación aplicada
- N = número de ciclos que provocan el fallo
- A1, A2 y n1 son coeficientes del modelo.

La ecuación (2.16) puede ser escrita en términos de amplitud de tensión (S_a), multiplicando la amplitud de deformación ϵ_a por el módulo de elasticidad (E):

$$S_a = \epsilon_a \cdot E \quad (2.17)$$

Esta tensión S_a que figura en la ecuación (2.17) no es la tensión real, es una tensión ficticia que tiene la ventaja de ser comparada directamente con las tensiones calculadas bajo la hipótesis de comportamiento elástico.

Otra forma en la que es habitual encontrar la ecuación (2.16) es la siguiente:

$$S_a = \frac{E}{4\sqrt{N}} \ln \frac{100}{100 - RA} + B \quad (2.18)$$

siendo:

- E = módulo de elasticidad
- N = número de ciclos que provocan el fallo
- S_a = amplitud de deformación por el módulo de elasticidad (psi)
- RA = reducción de área en un ensayo de tracción (%)
- B = límite de fatiga o endurancia

Las curvas ϵ -N de fatiga suelen expresarse reescribiendo las expresiones (2.16) o (2.18) de la siguiente forma:

$$\ln(N) = A - B \cdot \ln(\epsilon_a - C) \quad (2.19)$$

donde A, B y C son constantes; C representa el límite a fatiga (o límite de endurancia, esto es, S_e) del material y B es la pendiente de la curva ϵ -N a doble escala logarítmica (log-log).

El uso de la deformación en lugar de la tensión y la consideración del efecto de plasticidad han conducido a algunas diferencias respecto de los métodos habituales de análisis de fatiga. En el pasado era habitual el uso de factores de concentración de tensiones más pequeños para número bajo de ciclos que para alto número de ciclos. Este hecho es razonable en el caso de fatiga controlada por el parámetro de tensión, pero no se aconseja en el caso de que el parámetro de control sea la deformación.

En la Figura 2.26 se muestra la relación habitual entre la tensión, S , y el número de ciclos, N , obteniéndose la curva (A) y (B) mediante ensayos sobre probetas sin entallas bajo deformación y tensión controlada respectivamente, y (C) se obtiene mediante ensayos sobre probetas entalladas bajo tensión controlada. La relación entre la ordenada de las curvas (B) y (C) decrece a medida que disminuye el número de ciclos N , siendo esta la base en la que se sustenta el uso habitual de valores más pequeños del factor de concentración de tensiones cuanto más bajos son el número de ciclos N . Sin embargo, en (C) aún siendo la tensión el parámetro de control, el material en el borde de la entalla está siendo gobernado por la deformación, si bien el material que le rodea está siendo sometido a tensiones menores y su comportamiento es elástico. Por tanto la relación entre las curvas (A) y (C) sería constante e independiente del número de ciclos N .

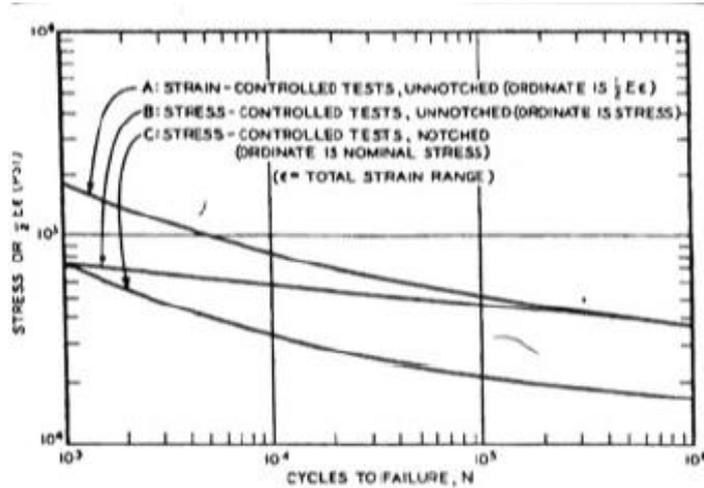


Figura 2.26. Relación entre tensión, deformación y ciclos para rotura [6]

2.4.3. EFECTOS DE CONCENTRACIÓN DE TENSIÓN-DEFORMACIÓN

El código ASME también ofrece una guía para la elección de factores de concentración de tensiones, labor que no siempre resulta sencilla. En aquellos casos en el que la geometría de la discontinuidad es conocida es seguro el empleo de factores de concentración de tensiones teóricos, recogidos en las referencias [7] y [8]. El uso de estos factores teóricos como límite de seguridad generalmente se justifica debido a que la concentración de deformaciones es mayor que la concentración de tensiones solamente en aquellas situaciones en las que se produce una fuerte plastificación en todo el material circundante, y esta situación se previene mediante el empleo de límites de tensión, que aseguran un reintegro a la situación elástica.

Sin embargo se ha de tener en cuenta el efecto de la concentración de las deformaciones plásticas en aquellas situaciones en las que el valor de la tensión supera el doble del límite elástico. Este efecto se puede calcular mediante análisis elasto-plástico de elementos finitos o empleando el factor K_e definido en el código ASME:

$$K_e = \begin{cases} 1 & \text{for } S_n \leq 3S_{mm} \\ 1 + \frac{1-n}{(n)(m-1)} \left[\frac{S_n}{3S_{mm}} - 1 \right] & \text{for } 3S_{mm} < S_n < 3mS_{mm} \\ \frac{1}{n} & \text{for } S_n \geq 3mS_{mm} \end{cases}$$

siendo:

- m y n constantes que dependen del material y definidos en NB-3228.3(b) S_n
- S_n es la amplitud de tensión primaria mas secundaria (P+Q)
- S_{mm} es la tensión permitida por el código dependiendo del material y la temperatura

2.4.4 EFECTO DE LA TENSIÓN MEDIA

Como ya se señaló anteriormente, la tensión media sobre la que fluctúa la tensión alterna influye en la vida a fatiga de los componentes. La evaluación del efecto de la tensión media normalmente es tratado mediante el uso del diagrama de Goodman (Figura 2.27), donde la tensión media se encuentra en el eje de abscisas y la amplitud de tensión en el eje de ordenadas. La línea recta que une el límite de fatiga o endurencia S_e (donde $S_N=S_e$) sobre el eje vertical (punto E) con la tensión última S_u sobre el eje horizontal (punto D) es una aproximación conservadora de las combinaciones posibles de tensión alterna y media que producen fallo por fatiga. Sin embargo, si se analiza detenidamente el diagrama, se puede apreciar como no todos los puntos por debajo de la “línea de fallo” ED son posibles. Cualquier combinación de tensión media y alterna que esté por encima del límite elástico producirá un “salto” en la tensión media que mantiene la tensión máxima durante ese ciclo en un valor igual al límite elástico. La explicación de este “salto” se ilustra en la Figura 2.28, siempre asumiendo una relación entre tensión y deformación ideal, tal como se muestra en la Figura 2.29. Como se puede apreciar en la Figura 2.28, cuando se aplica una tensión S_1 mayor que el límite elástico S_y , la deformación que se produce ϵ_1 es mayor que ϵ_y , pero sin embargo en ningún caso se supera el valor de tensión del límite elástico.

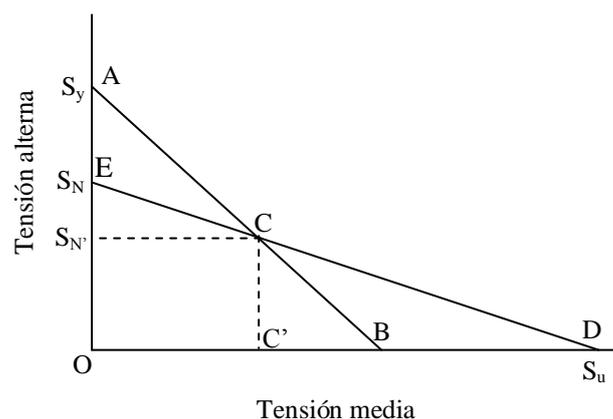


Figura 2.27. Diagrama modificado de Goodman

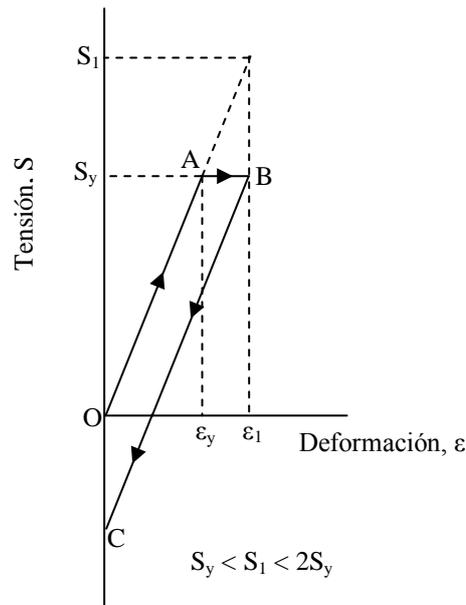


Figura 2.28. Historia de la deformación por encima del límite elástico

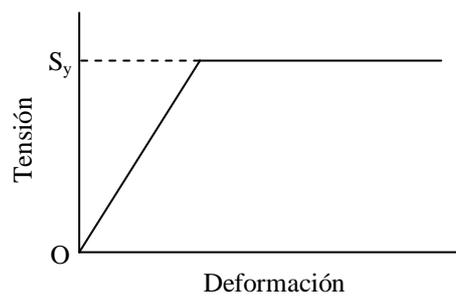


Figura 2.29. Relación ideal tensión-deformación

Por lo tanto, continuando con las posibles combinaciones de la tensión media y variable, éstas se encuentran contenidas dentro del triángulo OAB de 45°, donde A y B son los valores del límite elástico representados en el eje vertical y horizontal respectivamente. Cualquier combinación por encima de la línea AB supone una tensión máxima superior al límite elástico, y como consecuencia de lo explicado anteriormente, se produce una reducción de la tensión media provocando el “salto” desde las condiciones de tensión a un punto situado en dicha línea AB.

Por un lado, como se ha podido observar, el valor de la tensión media que se utiliza en la evaluación a fatiga no siempre coincide con el valor calculado directamente del ciclo de carga de análisis. Cuando un ciclo de carga produce tensiones que superan el límite elástico en algún momento, es necesario calcular un valor ajustado de la tensión media antes de realizar la

evaluación a fatiga. Las reglas para el cálculo de este valor ajustado cuando se aplica el diagrama de Goodman se pueden resumir de la siguiente forma:

Sea S'_m = valor básico de la tensión media (calculado directamente del ciclo de carga)

S_m = valor ajustado de la tensión media

S_a = amplitud de la tensión alterna

S_y = límite elástico

$$\text{Si } S_a + S'_m \leq S_y, S_m = S'_m$$

$$\text{Si } S_a + S'_m > S_y \text{ y } S_a < S_y, S_m = S_y - S_a$$

$$\text{Si } S_a \geq S_y, S_m = 0$$

Por otro lado, las curvas de fatiga se basan en ensayos con una tensión media nula, por lo que la presencia en el componente de la tensión media desvirtúa la resistencia a fatiga del material, y por lo tanto se hace necesario determinar una tensión alterna equivalente para una tensión media nula antes de entrar en la curva de fatiga. Por lo tanto, este valor designado como S_{eq} , es la tensión variable que produce el mismo daño por fatiga con tensión media nula que la que genera la tensión variable S_a con el valor existente de la tensión media. Este valor se obtiene gráficamente del diagrama de Goodman proyectando una línea desde S_u a través del punto (S_m, S_a) hasta el eje vertical, tal como se muestra en la Figura 2.30.

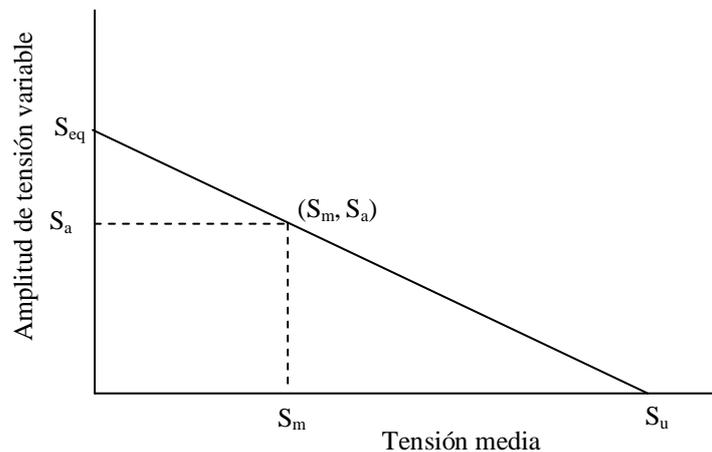


Figura 2.30. Determinación de la tensión equivalente

Normalmente, este valor se obtiene más fácilmente aplicando la siguiente expresión:

$$S_{eq} = \frac{S_a}{1 - \frac{S_m}{S_u}} \quad (2.19)$$

S_{eq} es el valor de la tensión que debe ser introducido en las curvas de fatiga con el fin de encontrar el número de ciclos permitidos.

El procedimiento que se ha de seguir sería en primer lugar calcular la tensión media ajustada S_m a partir de los valores de S'_m , S_a y S_y . Una vez conocido este valor se calcularía la tensión equivalente S_{eq} con la que se obtendría el número de ciclos que producen el fallo. Con el fin de evitar cálculos en cada uno de los ciclos de carga en función del valor de la tensión media y de si el valor de la tensión supera o no el límite elástico y las consiguientes reglas a aplicar, lo que se emplea es un ajuste de la curva de fatiga teniendo en cuenta el máximo efecto posible de la tensión media.

El primer paso en la búsqueda del ajuste de la curva de fatiga es el análisis de cómo la tensión media afecta la amplitud de tensión variable que se requiere para producir el fallo por fatiga. En el diagrama de Goodman de la Figura 2.27 se observa como, para una tensión media nula, la amplitud de tensión que produce el fallo en N ciclos es designada por S_N . A medida que la tensión media aumenta a lo largo de OC' , la amplitud de tensión variable requerida decrece a través de la línea EC . Si se intenta aumentar la tensión media más allá de C' , se produciría una plastificación y la tensión media volvería al punto C' . Por lo tanto el punto C' representa el máximo valor de la tensión media que tiene efecto sobre la vida a fatiga de un material. En la Figura 2.27, dado que $S_{N'}$ es el valor de la tensión variable que se requiere para que se produzca fallo en N ciclos cuando la tensión media está en C' , implica que $S_{N'}$ sea el valor en el cual el punto de la curva de fatiga en N ciclos deba ser ajustado si se pretende ignorar el efecto de la tensión media. A partir de la geometría de la Figura 2.27 se puede observar que:

$$S_{N'} = S_N \left[\frac{S_u - S_y}{S_u - S_N} \right] \text{ para } S_N < S_y \quad (2.20)$$

Cuando el número de ciclos N decrece a un punto donde $S_N \geq S_y$, entonces $S_{N'}=S_N$ y por tanto, no se requieren ajustes para esa parte de la curva.

En la Figura 2.31 se muestra un ejemplo donde se compara la curva de diseño de fatiga para una tensión media nula (línea continua) y su correspondiente curva ajustada (línea discontinua) de acuerdo con (2.20).

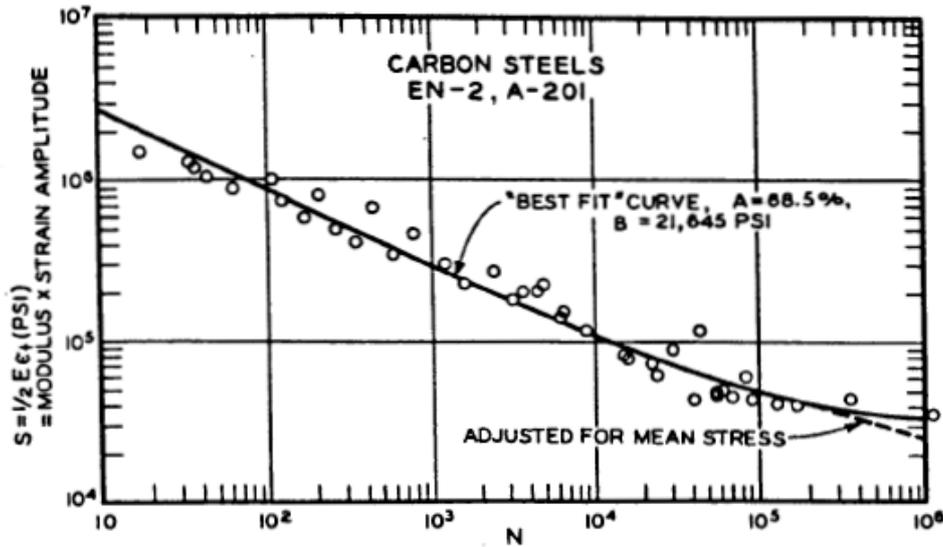


Figura 2.31. Curva de fatiga - Acero al carbono [6]

2.4.5. CURVA S-N

Las vasijas a presión utilizadas en las centrales nucleares están sometidas más a fatiga de bajos ciclos (mecanismo de daño controlado por deformaciones) que a fatiga de altos ciclos (mecanismo de daño controlado por tensiones). Las curvas de diseño a fatiga del código ASME, ilustradas en el Apéndice I de la Sección III, se obtuvieron a partir de probetas pulidas que fueron ensayadas en un ambiente no agresivo (aire) siendo el parámetro de control la deformación. El desarrollo de una curva de fallo de fatiga se obtiene mediante dos pasos; el primero implica obtener a partir de la deformación aplicada ($\epsilon_a/2$) y multiplicando por el módulo de elasticidad E , la amplitud de tensión (S_a) como se muestra en la ecuación (2.21). El segundo paso consiste en el desarrollo de la curva más ajustada o curva de fallo, a través de los datos disponibles.

$$S_a = E \cdot (\epsilon_a / 2) \quad (2.21)$$

Las curvas de diseño del código ASME se obtuvieron a partir del mejor ajuste de las curvas de fallo y su posterior ajuste de los efectos de la tensión media empleando la relación de Goodman. A continuación a cada punto de la curva se aplicaban dos factores de reducción, uno es 2 sobre las deformaciones y el otro es 20 y se aplica sobre los ciclos.

Los factores 2 y 20 son factores de corrección, aplicándose el más conservador a los datos obtenidos de ensayos sobre probetas de pequeño tamaño, con el fin de obtener un valor razonable de la vida a fatiga de los componentes de los reactores. En [6] se describe como estos factores fueron propuestos con el fin de tener en cuenta la dispersión estadística (incluida la

variabilidad del material) y las diferencias de tamaño y condiciones superficiales entre las probetas empleadas en los ensayos y los componentes reales de los reactores. El factor 20 sobre los ciclos proviene del producto de estos tres subfactores cuyos valores se recogen en [9] y son:

Dispersión estadística	2.0
Efecto del tamaño	2.5
Acabado superficial, atmósfera, etc.	4.0

Aunque en la Sección III del código ASME se establece que estos factores tenían en cuenta los efectos del medio en el que se encuentran inmersos los componentes, en [5] se establece como el término “atmósfera” hace referencia a los efectos del ambiente industrial respecto a las condiciones del laboratorio, pero no a los efectos específicos del medio agresivo que existe en los reactores nucleares. El análisis de estos efectos ambientales se detalla en esta tesis más adelante.

El factor de 20 sobre los ciclos controla la curva en el régimen de bajo número de ciclos (deformación controlada), esto es, por debajo de 100000 ciclos, mientras que el factor de 2 es sobre la tensión y gobierna en el régimen de alto número de ciclos (carga controlada). En la Figura 2.32 se muestra el efecto de estos dos factores sobre la curva original. En un régimen de alto número de ciclos, donde el factor de diseño sobre los ciclos influye en mucha menor medida, se fijó un factor de 2 sobre las tensiones con el fin de permitir un margen similar que el que se consigue con el factor de 20 sobre los ciclos. Este factor de diseño, al que se hace referencia normalmente como 2&20, se aplica después del ajuste del efecto de la tensión media.

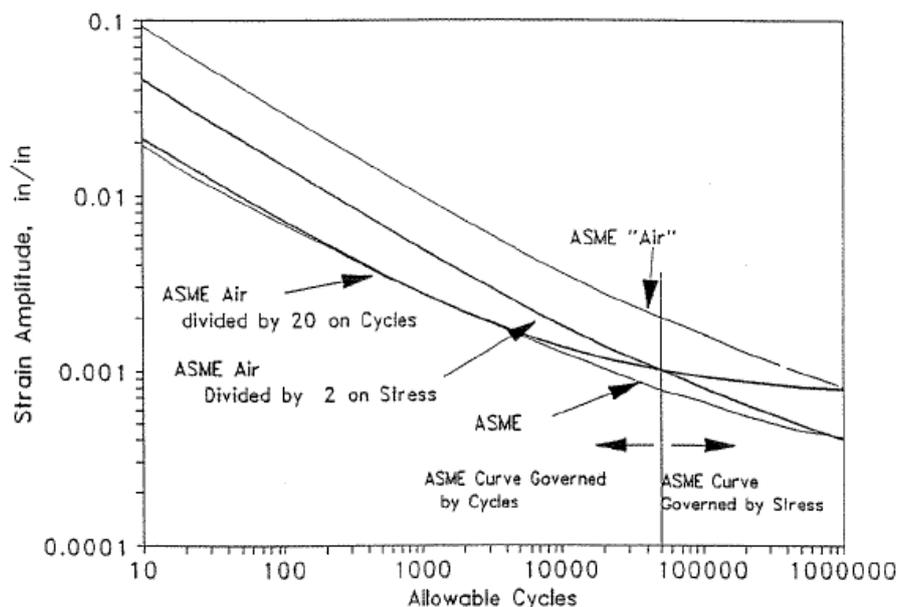


Figura 2.32. Curva S-N una vez aplicado el factor 2&20 [74]

El factor 2&20 se basó en un criterio ingenieril que argumentaba que los datos de los ensayos se obtuvieron a partir de muestras pulidas de pequeño tamaño y fueron usadas para predecir el comportamiento a fatiga de grandes componentes. La idoneidad de este factor se justificó originalmente mediante ensayos dirigidos por el Pressure Vessel Research Committee (PVRC) [10]-[11]. Se realizaron ensayos sobre modelos de vasijas de 12 pulgadas (0.3 metros) de diámetro y vasijas a escala real de 3 pies (≈ 1 metro) de diámetro, sobre los que se ejercieron cargas cíclicas de presión a temperatura ambiente. En la Figura 2.33 se comparan los resultados de estos ensayos con la curva de diseño del código ASME para aceros al carbono y aceros de baja aleación. Se observa como no se produce ningún fallo por debajo de la curva de diseño, si bien hay algún punto muy cercano a la curva donde se inicia el proceso de fisuración. Desde un punto de vista general, estos datos muestran que no se produjo ninguna fisura pasante con un factor de diseño sobre los ciclos menor que 3.

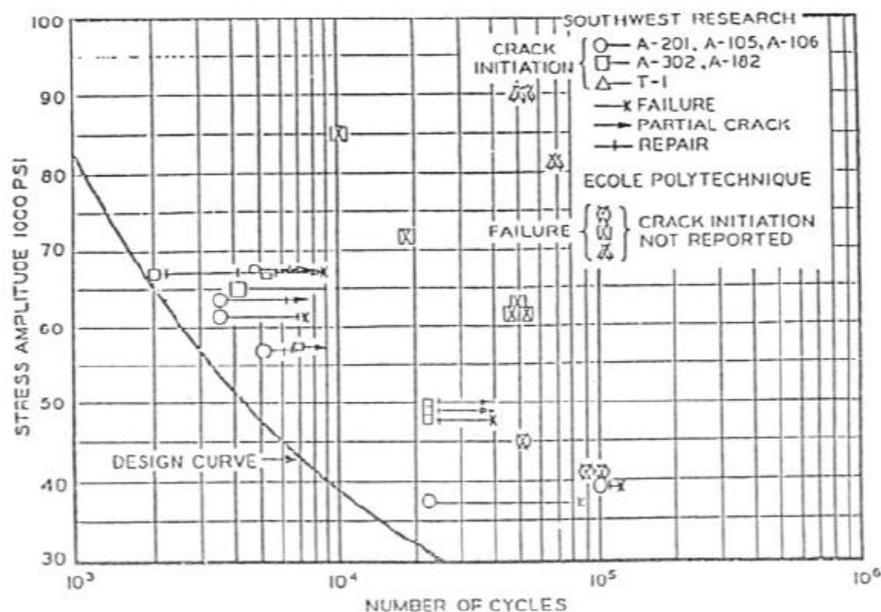


FIG. 6.14 TEST DATA FOR JUSTIFICATION OF THE 2&20 FACTOR

Figura 2.33. Ensayos de fatiga PVRC [6]

2.4.5.1. CONSIDERACIONES ACTUALES Y FUTURAS SOBRE LA CURVA S-N

Actualmente se sigue empleando en el código ASME la metodología de diseño a fatiga de bajo número de ciclos desarrollada en los años 1950. Incluso las correlaciones empleadas para analizar los datos obtenidos en ensayos de fatiga y las curvas de diseño se siguen basando en la ecuación biparamétrica de Langer-Coffin (2.16).

En los últimos años se han realizado diferentes estudios con el fin de verificar la idoneidad de las curvas de fatiga del código en ASME. Han sido numerosas las voces que entendían como

muy conservador el procedimiento de evaluación a fatiga del código. Este conservadurismo puede venir tanto de la propia metodología de evaluación como de las curvas de diseño.

Por un lado los procedimientos de evaluación (por ejemplo, las reglas para el análisis tensional y la contabilidad de ciclos) han sido bastante conservadores. El código ASME, sin embargo, permite el empleo de procedimientos de evaluación a fatiga nuevos y más precisos, como puede ser el empleo de análisis de elementos finitos, sistemas de monitorización y factores K_e más rigurosos.

Otra posible fuente de conservadurismo es el factor 2&20 utilizado para obtener las curvas de diseño de fatiga a partir de los datos de los ensayos. Numerosos laboratorios han analizado la idoneidad de estos factores. El Argonne National Laboratory (ANL) propone unos nuevos después de revisar los cuantiosos ensayos realizados y la información obtenida de ellos [5]. Se demuestra el conservadurismo de los presentados inicialmente en el código ASME, y además se añade un nuevo subfactor, la secuencia de carga, como parámetro influyente a tener en cuenta en el daño a fatiga. Además se considera que el factor 20 no tiene por qué ser igual para todos los materiales. En la Tabla 2.9 se comparan los valores del código ASME y los propuestos en [5] para cada subfactor influyente. En la Tabla 2.10 se muestran los nuevos valores propuestos.

Tabla 2.9. *Valores de los diferentes subfactores*

Parámetro	Sección III Código ASME	Ref. [5]
Dispersión estadística y variabilidad del material	2.0	2.1-2.8
Efecto del tamaño	2.5	1.2-1.4
Acabado superficial	4.0	2.0-3.5
Secuencia de carga	-	1.2-2.0
Factor Total	20	6.0-27.4

Tabla 2.10. *Nuevos márgenes propuestos*

Material	Factor propuesto
Aceros al carbono	12.6
Aceros de baja aleación	11.0
Aceros inoxidables austeníticos	11.6

En la Figura 2.34 se comparan las curvas de diseño del código ASME y las obtenidas en [5] empleando nuevos datos de fatiga obtenidos de numerosos ensayos realizados y una vez aplicadas los márgenes propuestos en la Tabla 2.10.

Se puede observar en la Figura 2.34 como para el caso de los aceros al carbono y aceros de baja aleación las curvas del Código son conservadoras, si bien, para el caso de los aceros inoxidables la vida a fatiga prevista por el código ASME es mayor que las obtenidas experimentalmente en [5].

Actualmente, y aunque se encuentra en estudio y discusión, se siguen empleando las curvas de diseño del Código, una vez ha quedado demostrado que el factor 2&20 es conservador para la mayoría de los casos.

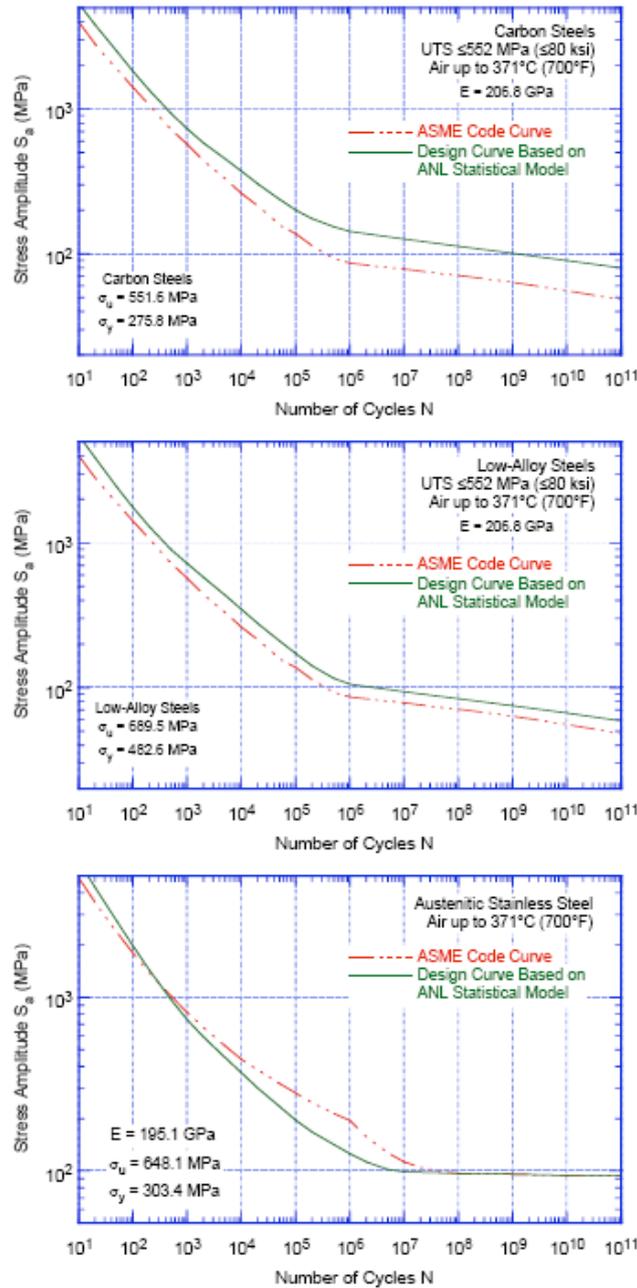


Figura 2.34. Nuevas curvas propuestas para aceros al carbono, aceros de baja aleación y aceros inoxidables austeníticos [5].

2.4.6. DAÑO ACUMULADO SEGÚN ASME

Habitualmente las localizaciones de interés de los componentes de una vasija están sometidas a variaciones de ciclos de carga durante su vida, que producirán en dichos puntos ciclos de tensión (o deformación). Algunos de estos ciclos tendrán amplitudes de tensión por debajo del límite de endurancia (S_e), y otros amplitudes que superarán este valor. El efecto acumulado de estos ciclos de amplitud variable es evaluado mediante una relación de daño lineal, donde se asume que si N_I ciclos producen fallo a un nivel de tensión S_I , un número n_I de ciclos a ese nivel de tensión (S_I) produciría un daño n_I/N_I de su vida total. El fallo ocurre cuando el factor de daño acumulado es igual a la unidad, esto es:

$$n_1/N_1 + n_2/N_2 + n_3/N_3 + \dots + n_m/N_m = 1 \quad (2.22)$$

Existen otras teorías para evaluar el daño acumulado a fatiga, algunas de las cuales han demostrado ser más precisas que la hipótesis del daño lineal (2.22). Sin embargo, para poder aplicar esas teorías se ha de conocer con gran exactitud la secuencia de ciclos de tensión que tienen lugar, y esta información no siempre está disponible.

Los ensayos realizados concluyen que la teoría lineal cubre la gran mayoría de las situaciones posibles con resultados suficientemente precisos [12].

Cuando el daño acumulado alcanza la unidad se produce la iniciación de la fisura, esto es, el tamaño de ésta es suficientemente grande como para ser tratada por teorías de la Mecánica de la Fractura, e ignorar los procesos microestructurales propios de la fase de iniciación.

2.4.7. PROCEDIMIENTO DE EVALUACIÓN DE FATIGA

El procedimiento de aceptación de un diseño y su evaluación a fatiga en el código ASME se describe en NB-3200, “*Design by analysis*” y NB-3600, “*Piping Design*”.

En estos puntos se definen para cada componente los tipos de tensiones que se producen en ellos según la carga aplicada (Tabla NB-3217-1), la forma de calcularlas, así como los límites básicos de cada una de estas tensiones.

A continuación se resume el procedimiento de evaluación de fatiga que establece el Código en la Subsección NB-3200.

2.4.7.1. INTENSIDAD DE TENSIÓN VARIABLE

Para el análisis a fatiga el código ASME establece dos formas de calcular la tensión alterna según si la dirección de las tensiones principales permanece constante durante el ciclo de carga, o si por el contrario varía. Según se trate de un caso u otro, los pasos a seguir son los siguientes:

a) Dirección constante de las tensiones principales (NB-3216.1):

1- Tensiones principales: se consideran en la localización crítica los valores de las tres tensiones principales frente al tiempo para el ciclo de carga completo, teniendo en cuenta tanto las tensiones a nivel global, como las locales debido a discontinuidades así como los efectos térmicos. Estas tensiones se designan como S_1 , S_2 y S_3 .

2- Diferencia de tensiones: se determina la diferencia entre las tres tensiones principales frente al tiempo para el ciclo completo, esto es: $S_{12} = S_1 - S_2$, $S_{23} = S_2 - S_3$ y $S_{31} = S_3 - S_1$.

3- Intensidad de tensión variable (S_a): la mitad del mayor valor de la diferencia de tensiones principales S_{ij} en términos absolutos, es la intensidad de tensión variable, $S_a = 0.5 \cdot (\max |S_{ij}|)$

b) Dirección variable de las tensiones principales (NB-3216.2)

1- Se consideran los valores de las seis componentes de tensiones S_t , S_l , S_r , τ_{lt} , τ_{lr} y τ_{rt} frente al tiempo para el ciclo de carga completo, teniendo en cuenta tanto las tensiones a nivel global, como las locales debido a discontinuidades así como los efectos térmicos.

2- Se selecciona un instante de tiempo cuando las condiciones son extremas en el ciclo y se identifican las componentes de tensión en ese punto con el subíndice i .

3- Se extraen las seis componentes de tensión S_{ti} , S_{li} , S_{ri} , τ_{lti} , τ_{lri} y τ_{rti} de las correspondientes componentes S_t , S_l , S_r , τ_{lt} , τ_{lr} y τ_{rt} en cada instante del ciclo completo, y se nombran como S'_t , S'_l , S'_r , τ'_{lt} , τ'_{lr} y τ'_{rt} .

4- Se calculan las tensiones principales S'_1 , S'_2 y S'_3 derivadas de las seis componentes de tensión S'_t , S'_l , S'_r , τ'_{lt} , τ'_{lr} y τ'_{rt} .

5- Se determina la diferencia entre las tres tensiones principales frente al tiempo para el ciclo completo, esto es: $S'_{12} = S'_1 - S'_2$, $S'_{23} = S'_2 - S'_3$ y $S'_{31} = S'_3 - S'_1$.

6- Intensidad de tensión variable (S_a): la mitad del mayor valor de la diferencia de tensiones principales S'_{ij} en términos absolutos, es la intensidad de tensión variable:

$$S_a = 0.5 \cdot (\max |S'_{ij}|) \quad (2.23)$$

La ecuación (2.23) es consistente con la teoría de fallo de Tresca (máxima tensión cortante) en la evaluación de los niveles de tensión primaria y primaria-más-secundaria.

2.4.7.2. ANÁLISIS DE LOS CICLOS DE CARGA

El código ASME establece una serie de condiciones y procedimientos generales para el análisis de los ciclos de carga en un componente, además de figurar otro gran número de condiciones y requerimientos específicos para casos más concretos. En este apartado se pretende dar una visión general y rigurosa, analizando minuciosamente el procedimiento para las situaciones generales, sin entrar a estudiar en detalle los casos particulares.

Para determinar el daño a fatiga de un componente se establecen una serie de reglas que definen los pasos a seguir:

1- *Diferencia de tensión*: se ha de determinar las diferencias de tensiones S_{ij} y la intensidad de tensión variable S_a , tal como se ha expuesto en el apartado anterior.

2- *Discontinuidades estructurales locales*: estos efectos han de tenerse en cuenta y ser evaluados usando factores de concentración de tensiones obtenidos por análisis teóricos, experimentales o técnicas numéricas de análisis tensional, como los análisis por elementos finitos. El Código permite el uso de factores de reducción de resistencia a fatiga (FRRF) en lugar de factores de concentración de tensiones (FCC). El uso de FRRF normalmente da valores menores que el FCC, si bien en algunos casos está limitado su uso como ocurre con los aceros de alta resistencia.

3- *Curvas de fatiga de diseño*: cuando aparecen para un mismo material diferentes curvas para varios niveles de resistencia, se ha de realizar una interpolación lineal en el caso de tener un material con un nivel de resistencia intermedio.

4- *Efecto del módulo de elasticidad (E)*: se ha de multiplicar la intensidad de tensión variable S_a por la relación entre el módulo de elasticidad que aparece en las curvas de diseño y el módulo de elasticidad del material del componente analizado.

5- *Daño acumulado*: Una de las bases del procedimiento de evaluación de fatiga es que el daño causado por cargas cíclicas se acumula y la suma del daño durante la vida del componente no puede superar 1.0. El daño por fatiga se define por el factor de uso. Un factor de uso parcial se define por la relación (n_i/N_i) . El término N_i es el número de ciclos permitidos a un nivel de tensión determinado y se obtiene a partir de la curva de fatiga correspondiente, mientras que el término n_i son los ciclos que se aplican durante la vida del componente de acuerdo a los requerimientos de diseño. Cuando existen varias condiciones de operación, cada una de ellas genera un factor de uso parcial. El factor de uso por fatiga, conocido como la relación de daño lineal de Palmgren-Miner se obtiene sumando los factores de uso parciales.

Existen otras hipótesis para estimar el daño acumulado por fatiga, e incluso algunas han dado resultados mejores que la hipótesis lineal. Sin embargo el hecho de que ni las cargas ni su secuencia sea conocida en detalle cuando la vasija se diseña, y dado que la hipótesis lineal ha demostrado que ofrece muy buenos resultados tanto con cargas grandes como pequeñas, se ha asumido el método lineal para la estimación del daño acumulado por fatiga cubriendo la mayoría de los casos con suficiente exactitud.

El código establece seis pasos para obtener el factor de uso acumulado:

- a) Designar el número de ciclos para cada ciclo de operación (transitorio). El término transitorio se emplea en este caso para definir un ciclo completo de carga, como puede ser arranque y parada.
- b) Asociar a cada ciclo de carga una tensión alterna.
- c) Determinar el número de ciclos permitidos según la correspondiente curva S-N.
- d) Determinar el factor de uso parcial de cada ciclo, dividiendo el número de sucesos ocurridos por el número de ciclos permitidos.
- e) Calcular el factor de uso acumulado sumando todos los factores de uso parciales.
- f) Comparar que el factor de uso acumulado es menor que la unidad.

2.4.8. CASOS EXENTOS DE ANALISIS DE FATIGA

El código ASME establece una serie de reglas que justifican la no realización de un análisis a fatiga detallado en aquellos componentes de la vasija en los que el peligro de fallo por fatiga es remoto. La aplicación de estas reglas implica que se conozcan las variaciones de presión y la diferencia de temperatura que existen entre diferentes puntos de la vasija.

Estas reglas se basan en un conjunto de criterios, algunos de los cuales son muy conservadores. Los criterios que dejan exentos de realizar un análisis a fatiga se han de cumplir en su totalidad y son los siguientes:

- 1) El factor de concentración de tensiones más alto debe ser 2.
- 2) El factor de concentración de tensiones de 2 ocurre en un punto donde la tensión nominal es $3 \cdot S_m$, (mayor valor permitido de la tensión primaria más secundaria).
- 3) Todos los ciclos de presión y térmicos que producen tensiones mayores que el límite de endurecimiento del material tienen el mismo rango de tensión y de valor el más severo de todos los ciclos.
- 4) La mayor tensión producida por un ciclo de presión no debe ser igual a la tensión producida por un ciclo térmico.
- 5) La tensión producida por un gradiente de temperatura ΔT entre dos puntos no debe superar un valor de $2 \cdot E \cdot \alpha \cdot \Delta T$ (siendo E el módulo de elasticidad y α el coeficiente de expansión térmica)

2.5. INFLUENCIA DEL MEDIO

La resistencia a fatiga de componentes o sistemas estructurales disminuye cuando están inmersos en ambientes que les resulten agresivos, situación estudiada en detalle en los últimos años para el caso concreto de los componentes utilizados en los reactores de las centrales nucleares.

Los datos de fatiga ϵ -N existentes muestran un efecto muy importante sobre la vida a fatiga de los componentes inmersos en el medio característico de los reactores de agua ligera. En estas condiciones la vida a fatiga de los aceros al carbono, aceros de baja aleación y aceros inoxidable decrece considerablemente cuando se satisfacen simultáneamente los umbrales de cuatro variables, que son la amplitud de deformación aplicada, la temperatura de servicio, la concentración de oxígeno disuelto en el medio y la velocidad de deformación. El contenido de azufre del acero también es un parámetro muy importante en la vida a fatiga de un material cuando se considera el efecto del medio. Otros parámetros como la conductividad y el caudal del agua, el tratamiento térmico del acero y el acabado superficial también tienen influencia en el efecto del medio, aunque ésta no será muy relevante.

Los datos de fatiga existentes indican que bajas velocidades de deformación aplicadas durante la parte del ciclo en que se produce tracción son las principales responsables de la reducción de la

vida a fatiga en estos aceros [13]. Una baja velocidad de deformación aplicada durante la parte de compresión y de tracción del ciclo apenas disminuye la vida a fatiga del componente.

El código ASME, Subsección NB-3121 de la Sección III especifica que los datos empleados para el desarrollo de las curvas de diseño a fatiga no incluían ensayos en presencia de ambientes agresivos que pudieran acelerar el fallo. Por este motivo, diferentes organismos y laboratorios han desarrollado estudios con el fin de determinar la influencia del medio en los componentes inmersos en él. En el caso de componentes de centrales nucleares han sido propuestos dos procedimientos para incorporar los efectos del medio dentro de la evaluación a fatiga de la Sección III del código ASME: (a) desarrollo de nuevas curvas de diseño a fatiga y (b) empleo de un factor de corrección ambiental (F_{en}) que tenga en cuenta estos efectos.

En las últimas décadas se han desarrollado nuevas curvas de fatiga, para los diferentes componentes, según el material de que se trate, y el medio en el que se encuentren. Los estudios se han realizado con componentes de diferentes centrales nucleares, y los resultados demuestran que el medio en el que se encuentran dichos componentes conlleva una disminución de la vida a fatiga esperada [14]. La mayoría de estas curvas, o al menos las más empleadas, han sido recogidas recientemente en [15].

Este procedimiento para evaluar el efecto del medio es apropiado en el caso de que las condiciones de éste sean constantes, ya que cualquier variación supone la aplicación de una nueva curva. Por lo tanto su uso no está muy extendido en la evaluación de los componentes de centrales energéticas.

Organismos como la *U.S. Nuclear Regulatory Commission* (NRC) y el *Committee of the Thermal and Nuclear Power Engineering Society* (Japón) han centrado sus investigaciones en la obtención de un factor ambiental (F_{en}) que tenga en cuenta los efectos del medio en el que se encuentran inmersos los componentes. Los estudios se han llevado a cabo tomando como referencia las curvas de fatiga originales del código ASME. Este método es el habitual en los análisis a fatiga de componentes de centrales nucleares, y será el que se utilice de forma general en los cálculos desarrollados en esta tesis.

2.5.1. FACTOR AMBIENTAL

El factor F_{en} , que puede ser entendido como un factor de corrección ambiental en los ciclos térmicos, tiene la forma siguiente [16]:

$$F_{en} = \frac{N_{25A}}{N_{25W}} (\dot{\epsilon}_T)^{-P} \quad (2.24)$$

siendo:

- N_{25} : número de ciclos que producen un descenso del 25% en la tensión (para el valor máximo de deformación en el ciclo de histéresis) respecto al valor máximo de la curva cíclica de un ensayo de tracción.
- N_{25A} : vida a fatiga (en ciclos) en aire a temperatura ambiente
- N_{25W} : vida a fatiga (en ciclos) en agua a la temperatura de interés
- P : constante dependiente de la temperatura y de la cantidad de oxígeno disuelto
- $\dot{\epsilon}_T$: velocidad de deformación en la fase de crecimiento ($\% \cdot s^{-1}$)

El factor F_{en} , se refleja en el daño acumulado (CUF) de la siguiente forma:

$$CUF = F_{en,1} \frac{n_1}{N_1} + F_{en,2} \frac{n_2}{N_2} + F_{en,3} \frac{n_3}{N_3} + \dots + F_{en,m} \frac{n_m}{N_m} \quad (2.25)$$

2.5.1.1 EXPRESIONES PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR AMBIENTAL

Se han realizado numerosos estudios con el fin de determinar el valor del factor ambiental, obteniéndose una serie de expresiones a raíz de modelos estadísticos, siendo las más habituales las que se exponen a continuación. Cabe reseñar que estas expresiones están en continua evaluación, y pueden sufrir modificaciones a medida que se dispongan de mayor número de datos de laboratorio, y por tanto los resultados de los análisis estadísticos también serán diferentes.

2.5.1.1.1. Modelo de ANL (Modelo de referencia)

En [13] y [17] se recogieron las expresiones matemáticas para los aceros al carbono y de baja aleación y para los aceros inoxidable desarrolladas por el ANL y aprobadas por la NRC.

- *Aceros al carbono:*

$$F_{en} = \exp(0.554 - 0.101 \cdot S^* \cdot T^* \cdot O^* \cdot \dot{\epsilon}^*) \quad (2.26)$$

- Aceros de baja aleación:

$$F_{en} = \exp(0.898 - 0.101 \cdot S^* \cdot T^* \cdot O^* \cdot \dot{\epsilon}^*) \quad (2.27)$$

siendo:

T^* , O^* , S^* y $\dot{\epsilon}^*$: valores según la temperatura, el oxígeno disuelto (OD), el contenido de azufre del material y la velocidad de deformación, definidos de la siguiente forma:

- $T^* = T - 150$	($T \geq 150 \text{ }^\circ\text{C}$)
- $T^* = 0$	($T < 150 \text{ }^\circ\text{C}$)
- $O^* = 0$	($OD < 0.05 \text{ ppm}$)
- $O^* = \ln(12.5)$	($OD \geq 0.5 \text{ ppm}$)
- $O^* = \ln(25 \cdot OD)$	($0.05 \leq OD \leq 0.5$)
- $S^* = S$	($0 < S < 0.015 \text{ \% en peso}$)
- $S^* = 0.015$	($S > 0.015 \text{ \% en peso}$)
- $\dot{\epsilon}^* = 0$	($\dot{\epsilon} > 1 \text{ \% s}^{-1}$)
- $\dot{\epsilon}^* = \ln(\dot{\epsilon})$	($0.001 \leq \dot{\epsilon} \leq 1 \text{ \% s}^{-1}$)
- $\dot{\epsilon}^* = \ln(0.001)$	($\dot{\epsilon} < 0.001 \text{ \% s}^{-1}$)

- Acero inoxidable 304 y 316:

$$F_{en} = \exp(0.935 - T^* \cdot O^* \cdot \dot{\epsilon}^*) \quad (2.28)$$

siendo:

T^* , O^* y $\dot{\epsilon}^*$: valores según la temperatura, el oxígeno disuelto (OD) y la velocidad de deformación, definidos de la siguiente forma:

- $T^* = 0$	($T < 200 \text{ }^\circ\text{C}$)
- $T^* = 1$	($T \geq 200 \text{ }^\circ\text{C}$)
- $O^* = 0.260$	($OD < 0.05 \text{ ppm}$)
- $O^* = 0.172$	($OD > 0.05 \text{ ppm}$)

$$\begin{aligned}
 - \dot{\epsilon}^* &= 0 & (\dot{\epsilon} > 0.4 \% \text{ s}^{-1}) \\
 - \dot{\epsilon}^* &= \ln(\dot{\epsilon}/0.4) & (0.0004 \leq \dot{\epsilon} \leq 0.4 \% \cdot \text{s}^{-1}) \\
 - \dot{\epsilon}^* &= \ln(0.001) & (\dot{\epsilon} < 0.0004 \% \cdot \text{s}^{-1})
 \end{aligned}$$

2.5.1.1.2. Modelo ASME (I) (Code Case I)

En [18] se muestran las expresiones que pretenden ser incorporadas al código ASME para el cálculo del factor ambiental en aceros al carbono, aceros de baja aleación y aceros inoxidables.

- *Aceros al carbono:*

$$F_{en} = \exp(0.559 - 0.101 \cdot S^* \cdot T^* \cdot O^* \cdot \dot{\epsilon}^*) \quad (2.29)$$

- *Aceros de baja aleación:*

$$F_{en} = \exp(0.903 - 0.101 \cdot S^* \cdot T^* \cdot O^* \cdot \dot{\epsilon}^*) \quad (2.30)$$

siendo:

T^* , O^* , S^* y $\dot{\epsilon}^*$: valores según la temperatura, el oxígeno disuelto (OD), el contenido de azufre del material y la velocidad de deformación, definidos de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}
 - T^* &= T - 150 & (T \geq 150 \text{ } ^\circ\text{C}) \\
 - T^* &= 0 & (T < 150 \text{ } ^\circ\text{C}) \\
 \\
 - O^* &= 0 & (\text{OD} < 0.05 \text{ ppm}) \\
 - O^* &= \ln(12.5) & (\text{OD} \geq 0.5 \text{ ppm}) \\
 - O^* &= \ln(25 \cdot \text{OD}) & (0.05 \leq \text{OD} \leq 0.5) \\
 \\
 - S^* &= S & (0 < S < 0.015 \% \text{ en peso}) \\
 - S^* &= 0.015 & (S > 0.015 \% \text{ en peso}) \\
 \\
 - \dot{\epsilon}^* &= 0 & (\dot{\epsilon} > 1 \% \text{ s}^{-1}) \\
 - \dot{\epsilon}^* &= \ln(\dot{\epsilon}) & (0.001 \leq \dot{\epsilon} \leq 1 \% \cdot \text{s}^{-1}) \\
 - \dot{\epsilon}^* &= \ln(0.001) & (\dot{\epsilon} < 0.001 \% \cdot \text{s}^{-1})
 \end{aligned}$$

- *Acero inoxidable:*

$$F_{en} = \exp(0.935 - T^* \cdot O^* \cdot \dot{\epsilon}^*) \quad (2.31)$$

siendo:

T^* , O^* y $\dot{\epsilon}^*$: valores según la temperatura, el oxígeno disuelto (OD) y la velocidad de deformación, definidos de la siguiente forma:

- $T^* = 0$	$(T \leq 180 \text{ }^\circ\text{C})$
- $T^* = (T-180)/40$	$(180 < T < 220 \text{ }^\circ\text{C})$
- $T^* = 1$	$(T \geq 220 \text{ }^\circ\text{C})$
- $O^* = 0.260$	$(OD < 0.05 \text{ ppm})$
- $O^* = 0.172$	$(OD > 0.05 \text{ ppm})$
- $\dot{\epsilon}^* = 0$	$(\dot{\epsilon} > 0.4 \text{ \% s}^{-1})$
- $\dot{\epsilon}^* = \ln(\dot{\epsilon}/0.4)$	$(0.0004 \leq \dot{\epsilon} \leq 0.4 \text{ \% s}^{-1})$
- $\dot{\epsilon}^* = \ln(0.001)$	$(\dot{\epsilon} < 0.0004 \text{ \% s}^{-1})$

2.5.1.1.3. Modelo ANL Revisado (ASME (II) - Code Case-2)

Las expresiones (2.26), (2.27) y (2.28) desarrolladas por el ANL fueron analizadas en [5] revisándose los modelos estadísticos, y obteniéndose unas nuevas ecuaciones:

- *Aceros al carbono:*

$$F_{en} = \exp(0.632 - 0.101 \cdot S^* \cdot T^* \cdot O^* \cdot \dot{\epsilon}^*) \quad (2.32)$$

- *Aceros de baja aleación:*

$$F_{en} = \exp(0.702 - 0.101 \cdot S^* \cdot T^* \cdot O^* \cdot \dot{\epsilon}^*) \quad (2.33)$$

siendo:

T^* , O^* , S^* y $\dot{\epsilon}^*$: valores según la temperatura, el oxígeno disuelto (OD), el contenido de azufre del material y la velocidad de deformación, definidos de la siguiente forma:

- $T^* = T - 150$	($T \geq 150 \text{ }^\circ\text{C}$)
- $T^* = 0$	($T < 150 \text{ }^\circ\text{C}$)
- $O^* = 0$	($OD < 0.05 \text{ ppm}$)
- $O^* = \ln(12.5)$	($OD \geq 0.5 \text{ ppm}$)
- $O^* = \ln(25 \cdot OD)$	($0.05 \leq OD \leq 0.5$)
- $S^* = S$	($DO \leq 1.0 \text{ ppm}$ y $S \leq 0.015 \text{ \% en peso}$)
- $S^* = 0.015$	($DO > 1 \text{ ppm}$)
- $S^* = 0.015$	($DO \leq 1.0 \text{ ppm}$ y $S > 0.015 \text{ \% en peso}$)
- $\dot{\varepsilon}^* = 0$	($\dot{\varepsilon} > 1 \text{ \% s}^{-1}$)
- $\dot{\varepsilon}^* = \ln(\dot{\varepsilon})$	($0.001 \leq \dot{\varepsilon} \leq 1 \text{ \%}\cdot\text{s}^{-1}$)
- $\dot{\varepsilon}^* = \ln(0.001)$	($\dot{\varepsilon} < 0.001 \text{ \%}\cdot\text{s}^{-1}$)

- *Aceros inoxidables:*

$$F_{en} = \exp(0.734 T^* \cdot O^* \cdot \dot{\varepsilon}^*) \quad (2.34)$$

siendo:

T^* , O^* y $\dot{\varepsilon}^*$: valores según la temperatura, el oxígeno disuelto (OD) y la velocidad de deformación, definidos de la siguiente forma:

- $T^* = 0$	($T < 150 \text{ }^\circ\text{C}$)
- $T^* = (T - 150)/175$	($150 \leq T < 325 \text{ }^\circ\text{C}$)
- $T^* = 1$	($T \geq 325 \text{ }^\circ\text{C}$)
- $O^* = 0.281$	(cualquier concentración de OD)
- $\dot{\varepsilon}^* = 0$	($\dot{\varepsilon} > 0.4 \text{ \% s}^{-1}$)
- $\dot{\varepsilon}^* = \ln(\dot{\varepsilon}/0.4)$	($0.0004 \leq \dot{\varepsilon} \leq 0.4 \text{ \%}\cdot\text{s}^{-1}$)
- $\dot{\varepsilon}^* = \ln(0.001)$	($\dot{\varepsilon} < 0.0004 \text{ \%}\cdot\text{s}^{-1}$)

Estas expresiones han sido recogidas recientemente en diferentes trabajos y documentos [75,76], y planteadas dentro del código ASME como un nuevo *Code Case*. Actualmente se está en proceso de decisión sobre la aceptación de estas últimas expresiones para centrales en

operación, las cuales han sufrido diversas modificaciones, así como para nuevas centrales [77].

2.5.1.1.4. Modelo MITI

El MITI (organismo regulador japonés) desarrolló una guía para la evaluación de la reducción de la vida inicial a fatiga en el medio existente en reactores LWR [19]. En ella recogía expresiones para los aceros al carbono y aceros de baja aleación, y aceros inoxidables en centrales PWR (*Pressurized Water Reactor*):

- *Aceros al carbono y aceros de baja aleación:*

$$F_{en} = \exp[-(0.19 \cdot T^* \cdot O^* + 0.112) \cdot S^* \cdot \dot{\epsilon}^*] \quad (2.35)$$

siendo:

T^* , O^* , S^* y $\dot{\epsilon}^*$: valores según la temperatura, el oxígeno disuelto (OD), el contenido de azufre del material y la velocidad de deformación, definidos de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} - T^* &= 0.00531 \cdot T - 0.7396 && (T \geq 180 \text{ }^\circ\text{C}) \\ - T^* &= 0.260 && (T < 180 \text{ }^\circ\text{C}) \\ - O^* &= 0 && (\text{OD} < 0.03 \text{ ppm}) \\ - O^* &= \ln(0.5/0.03) && (\text{OD} \geq 0.5 \text{ ppm}) \\ - O^* &= \ln(\text{OD}/0.03) && (0.03 \leq \text{OD} \leq 0.5) \\ - S^* &= 17.23 \cdot S + 0.777 && \text{para cualquier valor de S} \\ - \dot{\epsilon}^* &= 0 && (\dot{\epsilon} > 1 \% \cdot \text{s}^{-1}) \\ - \dot{\epsilon}^* &= \ln(\dot{\epsilon}) && (0.001 \leq \dot{\epsilon} \leq 1 \% \cdot \text{s}^{-1}) \\ - \dot{\epsilon}^* &= \ln(0.001) && (\dot{\epsilon} < 0.001 \% \cdot \text{s}^{-1}) \end{aligned}$$

- *Acero inoxidables (PWR):*

$$F_{en} = \exp(1.233 \cdot P \cdot \ln(\dot{\epsilon}^*/0.4)) \quad (2.36)$$

siendo:

$\dot{\varepsilon}^*$ valor según la velocidad de deformación y P una constante dependiente de la temperatura, definidos de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}
 - \dot{\varepsilon}^* &= 0.4 && (\dot{\varepsilon} > 0.4 \% \text{ s}^{-1}) \\
 - \dot{\varepsilon}^* &= \dot{\varepsilon} && (0.0004 \leq \dot{\varepsilon} \leq 0.4 \% \cdot \text{s}^{-1}) \\
 - \dot{\varepsilon}^* &= 0.0004 && (\dot{\varepsilon} < 0.0004 \% \cdot \text{s}^{-1}) \\
 \\
 - P &= 0.04 && (T \leq 100 \text{ }^\circ\text{C}) \\
 - P &= 9.33 \cdot 10^{-4} \cdot T - 0.053 && (100 \leq T \leq 325 \text{ }^\circ\text{C}) \\
 - P &= 0.25 && (T \geq 325 \text{ }^\circ\text{C})
 \end{aligned}$$

2.5.1.1.5. Modelo JSME (*Japanese Society Mechanical Engineering*)

El JSME desarrolló nuevas expresiones [20] para los aceros al carbono y aceros de baja aleación y para los aceros inoxidable, distinguiendo en estos últimos entre centrales PWR (*Pressurized Water Reactor*) o BWR (*Boiling Water Reactor*):

- *Aceros al carbono y aceros de baja aleación:*

$$F_{en} = \exp(0.0082 \cdot (0.7721 \dot{\varepsilon}^*) \cdot T^* \cdot O^* \cdot S^*) \quad (2.37)$$

siendo:

$\dot{\varepsilon}^*$, T^* , O^* y S^* valores según la velocidad de deformación, la temperatura, el oxígeno disuelto y la concentración de azufre definidos de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}
 - T^* &= 0.03584 \cdot T && (T < 50 \text{ }^\circ\text{C}) \\
 - T^* &= \ln(6) && (50 \leq T \leq 160 \text{ }^\circ\text{C}) \\
 - T^* &= \ln(0.3977) + 0.01696 \cdot T && (T > 160 \text{ }^\circ\text{C}) \\
 \\
 - \dot{\varepsilon}^* &= 2.16 && (\dot{\varepsilon} > 2.16 \% \text{ s}^{-1}) \\
 - \dot{\varepsilon}^* &= \ln(\dot{\varepsilon}) && (0.0004 \leq \dot{\varepsilon} \leq 2.16 \% \cdot \text{s}^{-1}) \\
 - \dot{\varepsilon}^* &= 0.0004 && (\dot{\varepsilon} < 0.0004 \% \cdot \text{s}^{-1}) \\
 \\
 - S^* &= \ln(12.32) + 97.92 \cdot S && \text{para cualquier valor de S}
 \end{aligned}$$

- $O^* = \ln(3.28)$ (OD < 0.02 ppm)
- $O^* = \ln(53.5)$ (OD \geq 0.7 ppm)
- $O^* = \ln(70.79) + 0.7853 \cdot \ln(\text{OD})$ ($0.02 \leq \text{OD} \leq 0.7$)

- *Aceros inoxidables:*

$$F_{en} = \exp(C - \dot{\varepsilon}^*) \cdot T^* \quad (2.38)$$

siendo:

T^* y $\dot{\varepsilon}^*$: valores según la temperatura y la velocidad de deformación, y C una constante, definidos de la siguiente forma:

- $T^* = 0.000813 \cdot T$ (BWR)
- $T^* = 0.000782 \cdot T$ (PWR, $T < 325$ °C)
- $T^* = 0.254$ (PWR, $T \geq 325$ °C)
- $\dot{\varepsilon}^* = \ln(3.26)$ (BWR, $\dot{\varepsilon} > 3.26$ % s⁻¹)
- $\dot{\varepsilon}^* = \ln(49.9)$ (PWR, $\dot{\varepsilon} > 49.9$ % s⁻¹)
- $\dot{\varepsilon}^* = \ln(\dot{\varepsilon})$
 - (BWR excepto fundición, $0.0004 \leq \dot{\varepsilon} \leq 3.26$ % s⁻¹)
 - (BWR fundición, $0.00004 \leq \dot{\varepsilon} \leq 3.26$ % s⁻¹)
 - (PWR excepto fundición, $0.0004 \leq \dot{\varepsilon} \leq 49.9$ % s⁻¹)
 - (PWR fundición, $0.00004 \leq \dot{\varepsilon} \leq 49.9$ % s⁻¹)
- $\dot{\varepsilon}^* = \ln(0.0004)$ (excepto fundición $\dot{\varepsilon} < 0.0004$ % · s⁻¹)
- $\dot{\varepsilon}^* = \ln(0.00004)$ (excepto fundición $\dot{\varepsilon} < 0.00004$ % · s⁻¹)
- $C = 1.182$ (BWR)
- $C = 3.910$ (PWR)

2.5.1.2. UMBRALES DE LOS PARÁMETROS DE CÁLCULO

En el análisis del efecto del medio se determinaron unos umbrales de actuación para los diferentes parámetros, que justifican las condiciones en las cuales el efecto del medio ambiente es aplicable. Los valores que se aplican en los cálculos que se realicen en esta tesis están incluidos en la Tabla 2.11 y Tabla 2.12, y están asociados a las expresiones descritas en los puntos 2.5.1.1.1 a 2.5.1.1.5.

Tabla 2.11. Umbrales de los parámetros de cálculo en aceros al carbono y aceros de baja aleación

	Valor umbral				
Parámetro	Aceros al carbono y de baja aleación				
	Modelo ANL	MODELO ASME (Code Case)	Modelo ANL Revisado	MODELO MITI	MODELO JSME
Velocidad de deformación	$\geq 1\% \text{ s}^{-1}$				$\geq 2.16\% \text{ s}^{-1}$
OD	< 0.05 ppm		< 0.04 ppm	< 0.03 ppm	< 0.02 ppm
Temperatura	$\leq 150\text{ }^{\circ}\text{C}$			$\leq 180\text{ }^{\circ}\text{C}$	N/A
Contenido de azufre	< 0.002 %	N/A	< 0.002 %	N/A	
Amplitud de deformación	< 0.10%	< 0.07%	< 0.07%	< 0.042%	

Tabla 2.12. Umbrales de los parámetros de cálculo en aceros inoxidables

	Valor umbral				
Parámetro	Aceros inoxidables				
	Modelo ANL	MODELO ASME (Code Case)	Modelo ANL Revisado	MODELO MITI	MODELO JSME
Velocidad de deformación	$\geq 0.4\% \text{ s}^{-1}$			$\geq 2.16\% \text{ s}^{-1}$	$\geq 3.26\% \text{ s}^{-1}$
OD	N/A				
Temperatura	$\leq 200\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\leq 180\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\leq 150\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\leq 100\text{ }^{\circ}\text{C}$	N/A
Contenido de azufre	N/A				
Amplitud de deformación	< 0.16-0.18%	< 0.10%	< 0.11%		

Estos umbrales son valores a partir de los cuales el valor del factor ambiental disminuye de forma muy ostensible, y por lo tanto el efecto ambiental es muy pequeño, pudiéndose considerar nulo. En [18] se explica como evitar la discontinuidad que se produce cuando se atraviesa el valor umbral. Así por ejemplo, para los aceros al carbono y de baja aleación, y en el caso de la amplitud de deformación, se debe usar una interpolación lineal para valores entre 0.07 % (umbral de amplitud) y 0.08%.

2.5.1.3. EVALUACIÓN DEL FACTOR AMBIENTAL

La evaluación del factor ambiental a lo largo de los transitorios que se desarrollan durante un determinado periodo de tiempo no es trivial y a día de hoy no se ha consolidado un método como procedimiento estándar de cálculo.

El daño a fatiga, tal como se ha explicado en el apartado 2.3, se evalúa a partir de pares de carga creados por los picos y valles de tensión, los cuales son ordenados según los diferentes métodos anteriormente explicados. Por lo tanto el factor ambiental también se ha de calcular entre estos pares de carga que se generan a lo largo de los diferentes transitorios, y este hecho, como se verá más adelante en el Capítulo 7, genera dificultades e imprecisiones de cálculo.

En los últimos años se han planteado diferentes propuestas para evaluar el factor ambiental a lo largo de un periodo de tiempo. Los primeros procedimientos de evaluación se basaban en una evaluación del factor ambiental ponderado en el tiempo [16]. Actualmente se ha abandonado este procedimiento y se ha adoptado la evaluación del factor ambiental ponderado en la deformación [18].

Se han planteado tres propuestas de cálculo del factor ambiental [18,21] en función de la exactitud requerida en el análisis. La terminología empleada en [18] será la que se utilice en esta tesis al tener actualmente una mayor aceptación. Las propuestas de cálculo definidas en [18] son las siguientes:

- Propuesta #1 (VDM): Velocidad de Deformación Media (*Average Strain Rate*)
- Propuesta #2 (VDD): Velocidad de Deformación Detallada (*Detailed Strain Rate*)
- Propuesta #3 (VDI): Velocidad de Deformación Integrada (*Integrated Strain Rate*)

En el Capítulo 7 se explica detalladamente las diferentes propuestas y los diferentes procedimientos que se emplean para el cálculo del factor ambiental. Además, se tratarán de analizar algunas de las deficiencias detectadas en estas metodologías de evaluación del factor ambiental, a la vez que se propone una nueva.

2.5.2. CURVAS DE FATIGA MODIFICADAS

En los últimos años se han desarrollado nuevas curvas de fatiga, para los diferentes componentes, según el material de que se trate, y el medio en el que se encuentren. Este procedimiento para evaluar el efecto del medio no es el más cómodo a la hora de evaluar componentes de centrales energéticas, ya que las condiciones no son constantes y por ello se ha de disponer de diferentes curvas según el material y las condiciones ambientales. Sin embargo, los resultados son rigurosos en el caso de aplicarse esta metodología.

Diversos organismos han trabajado en la obtención de expresiones de curvas de diseño de fatiga ϵ -N incluyendo el efecto del medio, siendo las más importantes las mostradas en la Tabla 2.13.

Tabla 2.13. Estudios y obtención de datos ϵ -N sobre materiales de reactores nucleares

Organismo	Material	Medio	Referencia
General Electric Co.	AC, AI 304	Aire y agua de BWR	22-23
Japón, incluye Ishikawajima-Harima Heavy Industries (IHI) Co, Mitsubishi Heavy Industries (MHI) Ltd, Hitachi Research Laboratory	AC y ABA, AI fundición y forjado, Aleación 600	Aire y agua de BWR y PWR	24-36
Argonne National Laboratory (ANL)	AC y ABA, AI fundición y forjado	Aire y agua de BWR y PWR	13, 17, 37-41
Material Engineering Associates (MEA) Inc.	AC y AI austenítico	Aire y agua de PWR	42
Alemania, incluye el MPA	AC		43-44
Francia, incluye los estudios por Electricite de France (EdF)	AI austenítico	Aire y agua de PWR	45-47
Jaske y O'Donnell	AI austenítico y Aleaciones de Níquel	Aire	48

AC: Acero al carbono ABA: Acero de Baja Aleación AI: Acero inoxidable

2.5.3 FACTOR MODERADOR (Z)

Actualmente se está considerando la posibilidad de aplicar al valor calculado del factor ambiental un factor reductor o moderador (Z), basándose en que los efectos ambientales ya habían sido incluidos en el factor de seguridad de las curvas de diseño de fatiga (2&20). El factor ambiental una vez aplicado el factor de moderación Z quedaría de la siguiente forma:

$$F_{en} = F_{en, nom} / Z \quad (2.38)$$

El factor moderador varía según el material, siendo Z=2.5-3 para el caso de aceros al carbono y aceros de baja aleación, y Z=1.0-1.5 para el caso de aceros inoxidables [18].

Los modelos japoneses y los desarrollados por el ANL no tienen en cuenta este factor de moderación. Este hecho, entre otros, y tal como se ha comentado en el punto 2.4.4 de esta tesis, provoca que el margen de seguridad 2&20 sea considerado conservador. Para aquellos modelos que no tengan en cuenta el factor de moderación Z se han propuestos unos nuevos márgenes para las curvas de diseño, menos conservadores que el factor 2&20.

El factor moderador está bajo estudio y evaluación, y hasta que se tome una decisión, no será utilizado, aplicándose el factor 2&20 en las curvas de fallo.

3. CALCULO DE TENSIONES MEDIANTE SISTEMAS DE MONITORIZACIÓN

3.1. INTRODUCCIÓN

Una alternativa existente para la evaluación de la integridad estructural de componentes son los sistemas de monitorización, los cuales permiten llevar a cabo esta evaluación de forma automatizada y en tiempo “real”. Para ello es necesaria la detección y el registro de todos aquellos parámetros que afectan al análisis del estado tensional de dicho componente.

En la actualidad diferentes organismos y compañías han desarrollado sistemas de monitorización para facilitar el cálculo del daño a fatiga de los componentes de centrales energéticas. Una de las principales ventajas de estos sistemas es la evaluación automatizada y rápida del daño a fatiga sobre transitorios reales, dejando a un lado los análisis de transitorios de diseño.

Entre los sistemas de monitorización más extendidos se encuentran el FAMOS, WESTEMS y FATIGUEPRO. Este último es el aquí elegido para su estudio detallado ya que es el más extendido en las centrales nucleares americanas con reactor del tipo de agua ebullición (*BWR*) fabricados con tecnología de *General Electric*, de iguales características a las existentes en la Central Nuclear de Santa María de Garoña.

A continuación se explicará el sistema de monitorización FatiguePro creado con la finalidad de evaluar el daño a fatiga de componentes de centrales energéticas.

3.2. SISTEMA DE MONITORIZACIÓN FATIGUEPRO

En 1985 el EPRI (*Electric Power Research Institute*) desarrolló un sistema prototipo para monitorizar el gasto acumulado a fatiga en los componentes de las centrales nucleares. Se desarrolló una metodología mediante la cual se accede a los datos de las centrales detectados por la instrumentación disponible, y posteriormente convertirlos en valores de tensión vs. tiempo en las localizaciones críticas o de interés.

El programa FatiguePro presenta, entre otras, las siguientes capacidades:

- Adquisición y análisis de datos de operación de la central a partir de la instrumentación existente.
- Cálculo de tensión frente al tiempo en los puntos críticos de la central.

- Detección y registro automático de ciclos.
- Cálculo y procesado de los factores de gasto acumulado en fatiga.

La principal ventaja del empleo de un sistema de monitorización en una central nuclear es la evaluación de los transitorios reales que en ella tienen lugar, no incurriendo de este modo en el conservadurismo que implica el análisis de los transitorios de diseño.

Los beneficios que se derivan del uso de un sistema de monitorización son variados:

- Seguridad de la central. Evaluación real del estado de los componentes.
- Beneficios económicos. Evita reparaciones o inspecciones innecesarias.
- Aspectos organizativos de trabajo.
 - * Registro automático de los transitorios de la central, lo que elimina la necesidad de registrarlos manualmente, reduciéndose las imprecisiones y la necesidad de tratar de forma conservadora los datos adquiridos.
 - * Análisis realizados de forma automatizada en tiempo real, evitando posibles errores humanos.
 - * Registro de las áreas de la central que presentan un gasto en fatiga anormal con el objeto de ajustar los procedimientos operacionales, y realizar programas de inspección para extender, con la suficiente seguridad, la vida de los principales componentes.

En lo que a este estudio se refiere, no se centrará en la descripción del programa (módulos y sistemas que lo integran) ni en su modo de operación. Esta información se encuentra desarrollada en [49]. Por el contrario lo que se pretende realizar es un análisis minucioso y detallado del modo de calcular el estado tensional en una serie de localizaciones críticas de componentes seleccionados, que a la postre son la base del cálculo del daño a fatiga.

3.3. ALCANCE

En las centrales nucleares son varios los componentes sobre los que se exige un análisis a fatiga. El fabricante realiza un análisis a fatiga inicial de los componentes de la central que son exigidos por el código de diseño [3]. En función del tipo de reactor (LWR (BWR o PWR), CANDU, FBR, AGR, RBMK, ADS...) los códigos de diseño difieren y por tanto, también varían sus componentes, y en consecuencia, las exigencias de los análisis de fatiga que éstos requieren. En el caso particular de la CNSMG los informes del fabricante (RDM) recogen el análisis a fatiga en los siguientes componentes, definidos en el alcance de la Especificación de Diseño [83]:

1. Brida de la vasija
2. Cuerpo de la vasija en la zona del núcleo (beltline)
3. Faldón de la vasija
4. Faldón de la brida
5. Toberas: N1, N2, N3, N4, N5, N6, N7 y N11
6. Penetración de los CRDs
7. Brackets
8. Soporte del shroud
9. Pernos de la vasija

De entre estos componentes algunos se encuentran afectados por el ambiente característico existente el reactor, y por tanto requieren de una evaluación del factor ambiental. En [14] se señalan los componentes representativos del efecto ambiental sobre los que se deben realizar este tipo de análisis en reactores nucleares. Para BWR fabricados por *General Electric* de las primeras generaciones, estos componentes son:

- A. Cuerpo y faldón de la vasija.
- B. Toberas de agua de alimentación de la vasija.
- C. Tuberías N4 del sistema de recirculación del reactor.
- D. Tobera de entrada del sistema de rociado del núcleo (N6) y las tuberías Clase 1 asociadas.
- E. Conexión del sistema LPCI al sistema de Recirculación.
- F. Tuberías Clase 1 del sistema de agua de alimentación.

El análisis a fatiga de estos componentes que forman parte de los cálculos originales del diseñador se basa en transitorios de diseño que, como ya se ha señalado con anterioridad, ofrecen resultados conservadores. Este tipo de análisis asegura la integridad del componente en lo que a este tipo de mecanismo de degradación se refiere, pero dado el conservadurismo de sus cálculos, suele limitar la vida a fatiga de los componentes por debajo del tiempo que realmente pueden trabajar en condiciones de total seguridad. Por esta razón, los componentes con mayor daño a fatiga son susceptibles de ser monitorizados, con el fin de conocer su verdadero gasto acumulado de fatiga.

3.4. ESTADO TENSIONAL DE LOS COMPONENTES

Los diferentes componentes de las centrales nucleares se encuentran sometidos a diferentes cargas que pueden ser divididas en dos grupos según sean o no variables. En el análisis a fatiga interesan las cargas variables y se descartan las constantes, como puede ser el peso propio y las

tensiones residuales. Las cargas variables son las que generan el daño a fatiga en los componentes, y en sistemas que transportan fluidos se encuentran, entre otras, las cargas térmicas, mecánicas, las cargas por presión y las producidas por el caudal circulante.

Las cargas constantes solamente afectan al valor de la tensión media en las diferentes localizaciones de los componentes, pero no producirán variaciones tensionales a lo largo de la vida de estos. Por esta razón, las cargas constantes se eliminan en la evaluación del daño a fatiga, ya que la curva S-N del código ASME empleada en los cálculos ya tiene en cuenta el efecto de la tensión media en los análisis a fatiga.

La monitorización del gasto por fatiga emplea la instrumentación convencional existente en las centrales nucleares para el control y mantenimiento de la misma. Para ello, se disponen de instrumentos de detección y registro de todas las variables necesarias para conocer el daño a fatiga en los componentes. Con estos valores registrados a lo largo del tiempo se pueden determinar las diferentes tensiones que estas variables generan.

En los sistemas de monitorización el cálculo de las tensiones se realiza separándolas en componentes clasificados según el mecanismo que las produce. Así la carga de presión genera la tensión por presión o la temperatura origina tensiones térmicas. La acción conjunta y variable de la temperatura y el caudal genera tensiones por presión diferencial y estratificación térmica, las cuales se explican posteriormente.

En el caso concreto de la Central Nuclear de Santa María de Garoña el cálculo de tensiones se realiza separándolas en componentes según el mecanismo que las produce, esto es, tensiones debidas a presión, cargas mecánicas, temperatura, presión diferencial y estratificación térmica. En general, estos componentes de tensión se clasifican en dos tipos:

Tipo I: Tensiones que dependen sólo de lecturas instantáneas de la instrumentación en planta, como las tensiones de presión o de presión diferencial. Estas tensiones se calculan aplicando una función de transferencia derivada del informe de tensiones a la lectura del transductor o señal. Las funciones de transferencia son un grupo de fórmulas y ecuaciones que permiten calcular las distintas componentes de tensión a partir de los datos disponibles. Son específicas de cada componente y central nuclear, ya que son función entre otras, de las propiedades del material, configuración geométrica del componente analizado y de datos lógicos (como la posición de válvulas).

Tipo II: Tensiones que dependen de la historia tensional previa, como la tensión térmica. Estas tensiones se calculan a partir de funciones de Green, que son la respuesta tensional de un

componente a una variación escalón unitaria en la carga (en este caso la temperatura). La respuesta tensional del sistema ante cualquier variación térmica se calcula mediante la integral de convolución o de Duhamel, esto es, mediante una integral en el tiempo del producto de los valores registrados y de la función de Green correspondiente. Estos conceptos se explican en detalle en el siguiente punto.

3.4.1. INTEGRAL DE DUHAMEL. FUNCIÓN DE INFLUENCIA DE UN SISTEMA DINÁMICO.

Para comprender el modo de calcular las tensiones que dependen de la historia tensional previa (como las tensiones térmicas) es necesario recordar algunos aspectos relacionados con la Transformada de Fourier y sus propiedades, que ayudarán a una mejor comprensión de la Función de Influencia y la Integral de Duhamel.

Dada una función arbitraria, se define su Transformada de Fourier, [51] de acuerdo con (3.1):

$$g(k) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} f(x) \cdot e^{-ikx} \cdot dx \quad (3.1)$$

La definición (3.1) tiene una propiedad característica según la cual la Transformada de Fourier de $g(k)$, que se define según (3.2), permite volver a la función original, $f(x)$, es decir:

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} g(k) \cdot e^{ikx} \cdot dk \quad (3.2)$$

La Integral de Convolución de dos funciones $f_1(x)$ y $f_2(x)$, denotada como $f_1(x) \otimes f_2(x)$ es aquella función que verifica la definición (3.3):

$$F(x) = f_1(x) \otimes f_2(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} f_1(\tau) \cdot f_2(x - \tau) \cdot d\tau = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} f_1(x - \tau) \cdot f_2(\tau) \cdot d\tau \quad (3.3)$$

El significado geométrico de la Integral de Convolución se puede apreciar en la Figura 3.1 [52]. Esta operación equivale a recorrer el eje de abscisas con copias sucesivas de una de las funciones ponderada con el valor de la otra función en dicho punto.

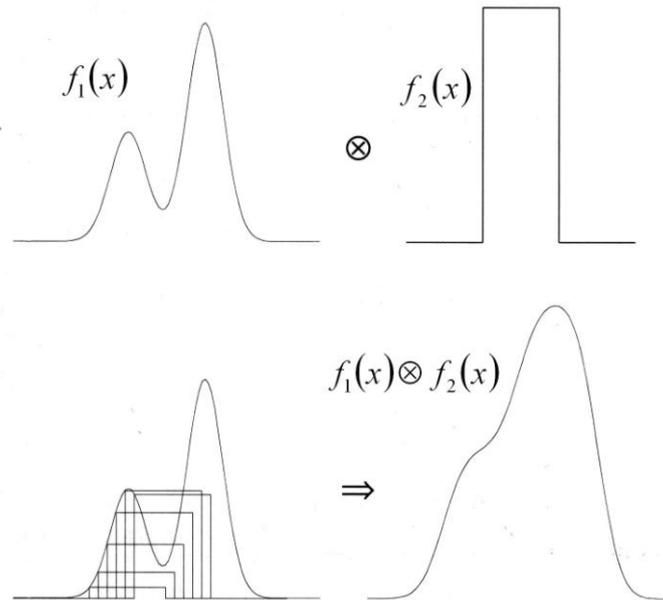


Figura 3.1. Representación geométrica del proceso de Convolución de dos funciones [52]

El “Teorema de Convolución” es una propiedad de la Integral de Convolución de cuya aplicación se va a poder obtener una solución tensional de las cargas térmicas.

Dadas dos funciones $f_1(x)$ y $f_2(x)$, siendo $g_1(k)$ y $g_2(k)$ sus respectivas transformadas de Fourier (3.1), $G(k)$ es el producto de estas, (3.4):

$$G(k) = g_1(k) \cdot g_2(k) \quad (3.4)$$

El Teorema de Convolución verifica que la Integral de Convolución $F(x)$ (3.3) de $f_1(x)$ y $f_2(x)$, es la Transformada de Fourier de $G(k)$, esto es:

$$F(x) = f_1(x) \otimes f_2(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} G(k) e^{ikx} \cdot dk = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} [g_1(k) \cdot g_2(k)] e^{ikx} \cdot dk \quad (3.5)$$

Con estas nociones previas se puede explicar el concepto de Función de Influencia. Considérese un sistema sobre el que actúa una función en el tiempo $f(t)$, y $x(t)$ la respuesta ante esa excitación. Por ejemplo, $f(t)$ puede representar la temperatura que actúa sobre dicho sistema en función del tiempo y $x(t)$ la tensión que experimenta ante dicha carga térmica. La Transformada de Fourier de $f(t)$ y $x(t)$ se identifican como $F(k)$ y $X(k)$, y verifican las expresiones (3.6) y (3.7):

$$f(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} F(k) e^{ikt} \cdot dk \Leftrightarrow F(k) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} f(t) \cdot e^{-ikt} \cdot dt \quad (3.6)$$

$$x(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} X(k) e^{ikt} \cdot dk \Leftrightarrow X(k) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cdot e^{-ikt} \cdot dt \quad (3.7)$$

La Función de Influencia del sistema, $H(k)$ se define según (3.8):

$$H(k) = \frac{X(k)}{F(k)} \quad (3.8)$$

Definiéndose por tanto $X(k)$ según (3.9):

$$X(k) = H(k) \cdot F(k) \quad (3.9)$$

Esta última relación permite identificar a $H(k)$ como la función de proporcionalidad entre la excitación f y la respuesta x (en el espacio k).

De acuerdo con las consideraciones anteriores la Transformada de Fourier de la función de influencia $H(k)$, puede ponerse como (3.10):

$$h(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} H(k) \cdot e^{ikt} \cdot dk \quad (3.10)$$

Sustituyendo (3.9) en la expresión (3.7) para $x(t)$ se llega a (3.11).

$$x(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} X(k) \cdot e^{ikt} \cdot dk = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} H(k) \cdot F(k) \cdot e^{ikt} \cdot dk \quad (3.11)$$

Aplicando el Teorema de Convulación (3.5) sobre (3.11) se obtiene la expresión (3.12), que expresa la respuesta del sistema dinámico $x(t)$, como Convulación entre la sollicitación $f(t)$ y la Transformada de Fourier de la Función de Influencia, $h(t)$:

$$x(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} h(\tau) \cdot f(t-\tau) \cdot d\tau = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} h(t-\tau) \cdot f(\tau) \cdot d\tau \quad (3.12)$$

De esta forma, conocida la función de influencia H de un sistema es posible obtener su respuesta, x , ante una sollicitación arbitraria, f , sin más que proceder a la integración que se recoge en la expresión (3.12).

Generalmente resulta muy complicado obtener la función de influencia H ante un caso arbitrario y general. Por ello se han desarrollado dos casos que facilitan esta labor, como son la respuesta ante un estímulo unitario y una función escalón, que permiten desarrollar expresiones generales aplicables en la práctica. A continuación se expone el planteamiento matemático sobre el que se sustenta este tipo de estudio, para posteriormente exponer el modo de evaluación en el caso concreto del análisis tensional de los componentes de la CNSMG.

3.4.1.1. RESPUESTA DE UN SISTEMA DINÁMICO ANTE UN ESTÍMULO UNITARIO

Un impulso unidad puede tratarse matemáticamente por medio de la distribución delta de Dirac que se define según (3.13) [53].

$$\begin{aligned} \forall t \neq t_0 \rightarrow \delta(t - t_0) &= 0 \\ \int_{-\infty}^{\infty} \delta(t - t_0) \cdot f(t) \cdot dt &= f(t_0) \end{aligned} \quad (3.13)$$

En la Figura 3.2 se representa esta distribución.

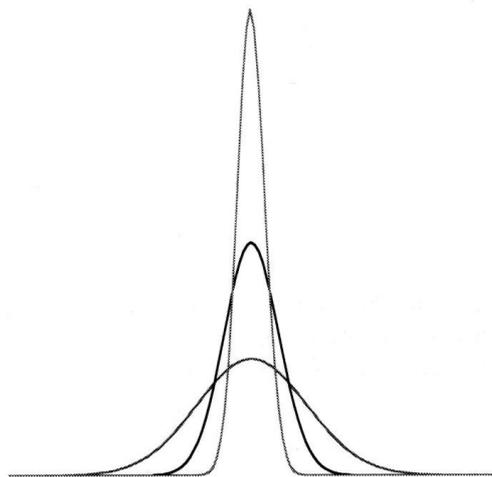


Figura 3.2. Distribución delta de Dirac [53]

Si sobre un sistema se aplica una excitación asimilable a un impulso unidad $f(t) = \delta(t)$ en el instante $t_0 = 0$, y de acuerdo a (3.1), la Transformada de Fourier, $F(k)$, de dicha excitación se expresaría como (3.14):

$$F(k) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} \delta(t) e^{-ikt} \cdot dt = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-ik0} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \quad (t_0 = 0) \quad (3.14)$$

Si se sustituye (3.14) en (3.9) se tiene la respuesta (en el espacio k) para el impulso unitario:

$$X(k) = H(k) \cdot F(k) = \frac{H(k)}{\sqrt{2\pi}} \quad (3.15)$$

Finalmente, la obtención de la respuesta $x(t)$ requiere únicamente del cálculo de la transformada inversa de $X(k)$, (3.16):

$$x(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} X(k) e^{ikt} \cdot dk = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{H(k)}{\sqrt{2\pi}} \cdot e^{ikt} \cdot dk = \frac{h(t)}{\sqrt{2\pi}} \quad (3.16)$$

Se puede observar como la evolución de un sistema ante un estímulo unitario es equivalente, salvo constantes de proporcionalidad, a la transformada inversa de Fourier, $h(t)$, de la función de influencia $H(k)$.

Si se conociera la expresión del sistema $x(t)$ ante el estímulo unitario resultaría inmediata la obtención de la Función de Influencia.

3.4.1.2. RESPUESTA DE UN SISTEMA DINÁMICO ANTE UN ESTÍMULO ARBITRARIO: INTEGRAL DE DUHAMEL

Mediante el Teorema de Convulación se puede obtener la respuesta de un sistema ante cualquier excitación. Sea $x_{\delta}(t)$ la evolución o respuesta del sistema ante un impulso unidad, (3.16).

Puede establecerse la siguiente relación, (3.17):

$$h(t) = \sqrt{2\pi} \cdot x_{\delta}(t) \Rightarrow h(t - \tau) = \sqrt{2\pi} \cdot x_{\delta}(t - \tau) \quad (3.17)$$

Introduciendo (3.17) en (3.12) se llega a la expresión (3.18), la cual proporciona la evolución del sistema ante una sollicitación arbitraria $f(t)$ en función de $x_{\delta}(t)$:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} x_{\delta}(t - \tau) \cdot f(\tau) \cdot d\tau \quad (3.18)$$

Si la función de excitación $f(t)$ actúa durante un intervalo de tiempo finito, $0 < t < \tau$, la expresión (3.18) adopta la forma (3.19):

$$x(t) = \int_0^{\tau} x_{\delta}(t - \tau) \cdot f(\tau) \cdot d\tau \quad (3.19)$$

Esta expresión (3.19) es conocida como Integral de Duhamel, donde $f(\tau)$ representa el valor de la sollicitación arbitraria sobre el sistema en el instante $t = \tau$, y $x_{\delta}(t - \tau)$ se corresponde con la respuesta ante un estímulo unidad aplicado en dicho momento.

3.4.1.3. RESPUESTA DE UN SISTEMA DINÁMICO ANTE UN ESTÍMULO ESCALÓN

Una vez conocida la respuesta ante un estímulo unitario, $x_{\delta}(t)$, se puede calcular el comportamiento temporal, $x(t)$, ante una excitación cualquiera, $f(t)$, sin más que evaluar la Integral de Duhamel, (3.19). Sin embargo, en algunas ocasiones ya sea porque la función $x_{\delta}(t)$ resulta desconocida y/o de difícil obtención, o bien por la morfología particular que presenta la excitación (un ejemplo muy claro son aquellos problemas en los que se producen cambios bruscos de las condiciones de carga), se requiere del empleo del estímulo escalón.

Considérese que se conoce la respuesta $x_{\theta}(t)$ ante una función excitadora del tipo escalón, $\theta(t)$, que se define [51] de acuerdo con (3.20). En la Figura 3.3 [51] se recoge la representación de esta función.

$$\theta(t - t_0) = \begin{cases} 0 & t < t_0 \\ 1 & t > t_0 \end{cases} \quad (3.20)$$

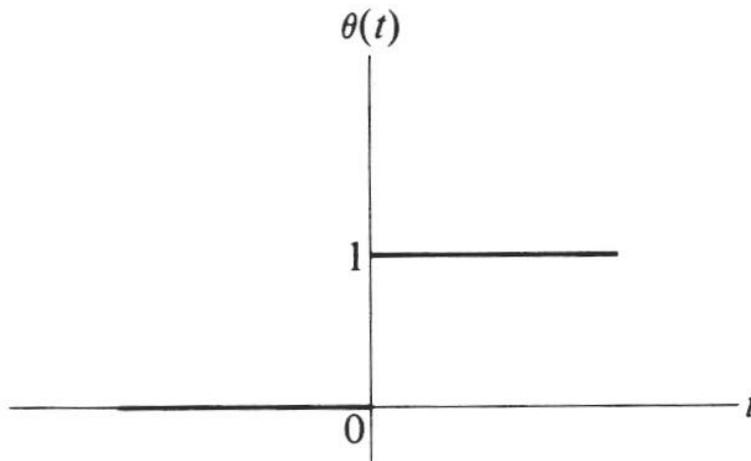


Figura 3.3. Función escalón [51]

Se demuestra [51] que la distribución $\delta(t)$ representa la derivada de la función $\theta(t)$, (3.21):

$$\frac{d\theta(t)}{dt} = \delta(t) \quad (3.21)$$

Puesto que para aplicar la Integral de Duhamel (3.19) es preciso conocer $x_\delta(t)$ y aquí se asume que lo que se conoce es $x_\theta(t)$, el problema se basa en conocer cuál es la relación entre ambas.

La demostración siguiente proporciona la respuesta buscada. Puesto que la función excitadora es, en este caso, $f(t) = \theta(t)$, su transformada de Fourier de acuerdo con 3.1 se define como:

$$F(k) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot \int_{-\infty}^{\infty} \theta(t) \cdot e^{-ikt} dt \quad (3.22)$$

Por otra parte, operando simbólicamente en (3.21) puede despejarse $\theta(t)$:

$$\theta(t) = \left(\frac{d}{dt} \right)^{-1} \cdot \delta(t) \quad (3.23)$$

Introduciendo (3.23) en (3.22) y operando se obtiene una expresión simbólica de $F(k)$:

$$F(k) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot \int_{-\infty}^{\infty} \left(\frac{d}{dt} \right)^{-1} \cdot \delta(t) \cdot e^{-ikt} dt = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \left(\frac{d}{dt} \right)^{-1} \int_{-\infty}^{\infty} \delta(t) \cdot e^{-ikt} dt \quad (3.24)$$

Recordando que $X(k) = H(k) \cdot F(k)$, (3.9), y que la respuesta $x_\theta(t)$ se corresponde con la Transformada de Fourier de $X(k)$, se llega a la expresión (3.25):

$$x_\theta(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot \int_{-\infty}^{\infty} X(k) \cdot e^{ikt} \cdot dk = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot \int_{-\infty}^{\infty} H(k) \cdot \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \left(\frac{d}{dt} \right)^{-1} \int_{-\infty}^{\infty} \delta(t) \cdot e^{-ikt} \cdot dt \cdot dk \quad (3.25)$$

Por último, sacando el operador simbólico de la integral y pasándolo al primer miembro, se alcanza la relación buscada entre las respuestas $x_\delta(t)$ y $x_\theta(t)$, (3.26):

$$\frac{dx_\theta(t)}{dt} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot \int_{-\infty}^{\infty} \frac{H(k)}{\sqrt{2\pi}} \cdot e^{ikt} \cdot dk = \frac{h(t)}{\sqrt{2\pi}} = x_\delta(t) \quad \Rightarrow \quad x_\delta(t) = \frac{dx_\theta(t)}{dt} \quad (3.26)$$

Por lo tanto, de acuerdo con esta última expresión (3.26), la respuesta temporal ante una excitación unitaria, $x_\delta(t)$, es equivalente a la derivada respecto del tiempo de la respuesta frente a una sollicitación tipo escalón, $x_\theta(t)$. Así, incorporando esta demostración en la Integral de Duhamel (3.19) se llega a la expresión (3.27).

$$x(t) = \int_0^t \left[\frac{dx_\theta(t)}{dt} \right]_{(t-\tau)} \cdot f(\tau) \cdot d\tau \quad (3.27)$$

Los sistemas de monitorización hacen uso de la Integral de Duhamel en el cálculo de las tensiones térmicas, donde la sollicitación arbitraria sobre el sistema $f(\tau)$ será la temperatura, y $x_\delta(t - \tau)$ la respuesta tensional del sistema ante una variación brusca y unitaria de temperatura.

3.4.1.4. INTEGRAL DE DUHAMEL APLICADA AL ANÁLISIS TENSIONAL DE LA CNSMG

La integral de Duhamel es utilizada para calcular la respuesta $x(t)$ de un sistema ante una excitación cualquiera, $f(t)$, simplemente conociendo la respuesta ante un impulso unitario $x_\delta(t)$ (3.19) o ante una sollicitación escalón unitaria $x_\theta(t)$ (3.27).

Esta teoría de cálculo se emplea en la CNSMG en los análisis de las tensiones térmicas que suceden en los transitorios, es decir, se calcula la respuesta tensional $\sigma(t)$ de un sistema ante una excitación térmica cualquiera, $T(t)$.

Sin embargo la forma discretizada con que se presenta la sollicitación $T(t)$ implica que no se emplee la integral de Duhamel en sus dos formas aquí expuestas, sollicitación impulso (3.19) o escalón (3.27), sino en la más apropiada para este caso.

La explicación se sustenta en que la temperatura, esto es, la función de sollicitación $T(t)$ se presenta discretizada, y las variaciones se realizan mediante la superposición de cambios bruscos o escalones, tal como se muestra en la Figura 3.4. Por lo tanto, una variación brusca se representa mediante un escalón de la amplitud correspondiente, y una variación a lo largo del tiempo, como es el caso de la Figura 3.4, mediante la superposición continua de pequeños escalones.

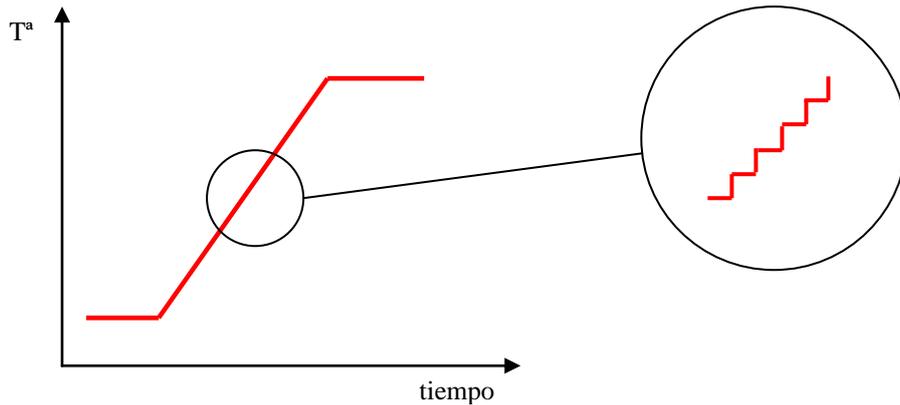


Figura 3.4. Forma discretizada de la temperatura.

Este hecho es el que provoca que la función de referencia en los cálculos sea la función escalón y no el impulso. Conocida la respuesta del sistema ante una sollicitación escalón unitaria $x_\theta(t)$ se puede calcular la respuesta ante cualquier sollicitación, sin más que aplicar la integral de Duhamel (3.19) representativa de un escalón unitario $x_\theta(t)$, tal como se muestra en (3.20).

$$x(t) = \int_0^t x_\theta(t-\tau) \cdot f(\tau) \cdot d\tau \quad (3.20)$$

Esta última expresión (3.20) será la empleada en los cálculos de las tensiones térmicas en los diferentes componentes de la CNSMG.

3.5. TIPOS DE TENSION

Las diferentes cargas que actúan sobre los componentes de las centrales generan en ellos diferentes tipos de tensiones. Cada una de estas tensiones ha de ser estudiada y evaluada, con el fin de conocer el estado tensional total generado en los componentes de análisis.

Una de las formas más habituales de trabajar es clasificar los diferentes tipos de tensiones según la carga que los ha generado. Además, como ya se ha comentado anteriormente, en el caso concreto de los análisis de fatiga las cargas que generan tensiones constantes no se consideran (el efecto de la tensión media está contemplado en las curvas S-N del código ASME), como es el caso de las tensiones residuales y el peso propio.

Para el estudio del daño a fatiga de la Central Nuclear de Santa María de Garoña se van a distinguir las tensiones por presión, mecánicas, térmicas, de estratificación térmica y por presión diferencial (o circulación de caudal). Las tensiones debidas a cargas sísmicas no se van a tener

en cuenta ya que las posibilidades de que actúen son mínimas, y en el caso de que así sucediera requerirían un estudio independiente. Igualmente las cargas de accidente (*LOCA, Loss of Coolant Accident*) no se contemplan en los análisis a fatiga convencionales, y su evaluación se realiza de forma individual y únicamente en la hipotética situación en que este evento tenga lugar en la central.

A continuación se explican cada una las tensiones consideradas, así como la metodología empleada para su evaluación.

3.5.1. TENSIONES POR PRESIÓN

Este tipo de tensión se origina por la presión existente en la vasija del reactor de las centrales. Este tipo de tensión depende sólo de lecturas instantáneas de la instrumentación en planta y por tanto, como ya se indicó con anterioridad, se calcula aplicando una función de transferencia a la lectura del transductor o señal característica de la localización del componente de análisis. Esta función de transferencia se obtiene del informe de tensiones y/o se calcula habitualmente mediante un análisis de elementos finitos.

La tensión por presión en un componente es función de la presión existente en el reactor, y queda definida de forma general por la expresión (3.28).

$$S_{\text{PRESIÓN}} = f(\text{Presión Reactor}) \quad (3.28)$$

donde:

- $S_{\text{PRESIÓN}}$ = intensidad de tensión (S_{INT}) debida a la presión existente

3.5.1.1 CASO PARTICULAR: TENSION POR PRESIÓN EN LA C.N.S.M.G

En el caso de la central nuclear de Santa María de Garoña la tensión por presión en las distintas localizaciones analizadas se expresa según (3.29).

$$S_{\text{PRESIÓN}} = A \cdot R_{\text{pvPress}} \quad (3.29)$$

siendo:

- $S_{\text{PRESIÓN}}$ = intensidad de tensión (S_{INT}) debido a la presión existente
- R_{pvPress} = presión del sistema (vasija) ⁽²⁾
- A = constante calculada en el Informe de Tensiones (característica de cada localización)

⁽²⁾ Notación propia de FatiguePro. Aplica en lo sucesivo

3.5.2. TENSIONES MECÁNICAS

Las tensiones mecánicas en un componente se producen por las cargas que transmiten el resto de componentes adyacentes al que se analiza, como las restricciones de las tuberías o la diferente expansión térmica entre los componentes.

Este tipo de tensiones, al igual que las tensiones de presión, dependen sólo de lecturas instantáneas de la instrumentación, en concreto de la temperatura, siendo (3.30) la expresión general que la define.

$$S_{\text{MECÁNICAS}} = f(\text{TEMPERATURA LOCAL}) \quad (3.30)$$

3.5.2.1. CASO PARTICULAR: TENSIONES MECÁNICAS EN LA C.N.S.M.G

En el caso de la central nuclear de Santa María de Garoña las tensiones mecánicas en las distintas localizaciones analizadas tienen la expresión general (3.31).

$$S_{\text{MECÁNICAS}} = [(T - T_0) / (T_{100} - T_0)] \cdot \sigma_{\text{Mecánica}} \quad (3.31)$$

siendo:

- $S_{\text{MECÁNICAS}}$ = intensidad de tensión (S_{INT}) mecánica
- $\sigma_{\text{Mecánica}}$ = intensidad de tensión mecánica a la temperatura T_{100}
- T = temperatura en la localización de interés
- T_0 = temperatura de referencia, donde la tensión mecánica se anula (0%)
- T_{100} = temperatura en la que la tensión mecánica es máxima (100%)

En la expresión (3.23) se observa claramente como las tensiones mecánicas son función de la temperatura en la localización de interés. El término $\sigma_{\text{Mecánicas}}$ calculado mediante análisis de elementos finitos u obtenido de los informes de tensiones (*Stress Reports*), multiplica a un “factor térmico” de proporcionalidad. Es decir, se calcula la temperatura a la cual la intensidad de tensiones (S_{INT}) es máxima (100%), designándose a esa temperatura como T_{100} y al valor de intensidad de tensión como $\sigma_{\text{Mecánica}}$. Del mismo modo se calcula la temperatura T_0 , a la cual la intensidad de tensión es nula, y que en el caso concreto de esta central se ha tomado la temperatura ambiente (70 °F o 21.11 °C). Una vez calculado T_0 y T_{100} se obtiene este “factor térmico”, el cual simplemente aplica proporcionalidad lineal entre la tensión y la temperatura, una vez comprobada esta relación.

3.5.3. TENSIONES TÉRMICAS

Estas tensiones se producen por cargas térmicas que tienen lugar en los componentes de las centrales, estando relacionadas con las variaciones de caudal y temperatura del fluido en circulación.

Estas tensiones dependen de la historia tensional previa y generalmente se calculan mediante análisis con elementos finitos. Sin embargo los sistemas de monitorización simplifican y facilitan este cálculo, en especial en el caso de los transitorios en tiempo real, donde el análisis con elementos finitos no muestra ni la flexibilidad ni la capacidad de evaluación necesarias ante la gran cantidad de datos y variaciones que presentan habitualmente estos casos.

Las tensiones térmicas se calculan haciendo uso de la Integral de Convolución o de Duhamel anteriormente expuesta (3.19), que para el caso de problemas térmicos queda de la siguiente forma (3.32):

$$S_{TERMICA}(t) = \int_0^t x_{\theta}(t-\tau) \cdot \Delta T(\tau) \cdot d\tau \quad (3.32)$$

siendo:

- $S_{TERMICA}(t)$ = intensidad de tensión (S_{INT}) térmica a lo largo del tiempo
- $\Delta T(\tau)$ = variación de la temperatura en la localización de interés. Por tanto se trata de la sollicitación arbitraria $f(\tau)$ a la que se hacía referencia en (3.19).
- $x_{\theta}(t-\tau)$ = respuesta ante una variación térmica escalón unitaria aplicada en dicho momento. Este término es conocido como Función de Green o Función de Influencia, y de forma general se calcula mediante análisis de elementos finitos.

3.5.3.1. CASO PARTICULAR: TENSIONES TÉRMICAS EN LA C.N.S.M.G

La expresión para el cálculo de las tensiones térmicas (3.32) en el caso particular de la central nuclear de Santa María de Garoña toma la forma (3.33).

$$S_{TERMICA}(t) = \int_0^t Gr_t(\tau) \cdot \Delta T(\tau) \cdot d\tau \quad (3.33)$$

donde:

- $S_{TERMICA}(t)$ = intensidad de tensión (S_{INT}) térmica a lo largo del tiempo
- $Gr_t(\tau)$ = función de Green de la localización de interés ($x_{\theta}(t-\tau)$)
- $\Delta T(\tau)$ = variación de la temperatura en la localización de interés

3.5.4. TENSIONES DE ESTRATIFICACIÓN TÉRMICA

En algunos componentes por los que existe un flujo variable de caudal se puede producir el fenómeno de la estratificación térmica. Existen diferentes mecanismos que originan este suceso, pero en términos generales se produce cuando confluyen dos caudales a diferente temperatura. En la zona de confluencia se produce una condición de flujo estratificado de tal manera que diferentes zonas de los componentes se ven afectadas por diferentes temperaturas debido a la estratificación térmica del fluido.

Este fenómeno trae consigo unas tensiones que al igual que las térmicas, dependen de la historia tensional previa, y por tanto también se calculan a partir de la Integral de Convolución o de Duhamel (3.19), que para el caso del fenómeno de estratificación térmica queda de la siguiente forma (3.34):

$$S_{ET}(t) = \int_0^t x_{\theta}(t-\tau) \cdot \Delta T(\tau) \cdot d\tau \quad (3.34)$$

siendo:

- $S_{ET}(t)$ = intensidad de tensión (S_{INT}) por estratificación térmica a lo largo del tiempo
- $\Delta T(\tau)$ = variación de la temperatura en la localización de interés debido a la estratificación de flujos. Por tanto se trata de la sollicitación arbitraria $f(\tau)$ a la que se hacía referencia en (3.19).
- $x_{\theta}(t-\tau)$ = respuesta ante una variación escalón unitaria por estratificación térmica aplicado en dicho momento. Este término es conocido como Función de Green o Función de Influencia, y de forma general se calcula mediante análisis de elementos finitos.

3.5.4.1. CASO PARTICULAR: TENSIONES DE ESTRATIFICACIÓN TÉRMICA EN LA C.N.S.M.G

En la Central Nuclear de Santa María de Garoña el fenómeno de la estratificación térmica se ha postulado en el *Safe end* de las Toberas de Agua de Alimentación. Se produce en situaciones en las que confluye un bajo caudal por este sistema y agua proveniente del agua del reactor cuando éste inunda el sistema de Agua de Alimentación. La parte inferior de la tobera contiene agua proveniente del sistema de AA con una temperatura inferior a la temperatura del agua de la parte superior de la tobera que proviene del reactor. Este efecto se ha postulado que se produce en un rango de caudal en torno al 1 % del caudal total que circula por el sistema.

La expresión para el cálculo de las tensiones de estratificación térmica (3.34) en el caso particular de la central nuclear de Santa María de Garoña toma la forma (3.35).

$$S_{ET}(t) = \int_0^{\tau} Gr_{ET}(\tau) \cdot \Delta T(\tau) d\tau \quad (3.35)$$

donde:

- $S_{ET}(t)$ = Intensidad de tensión (S_{INT}) de estratificación térmica
- $Gr_{ET}(\tau)$ = Función de Green de la localización de interés
- $\Delta T(\tau)$ = variación de la temperatura considerada en la estratificación, y es igual a la diferencia de temperatura entre la parte superior de la tobera y la inferior.

3.5.5. TENSIONES POR PRESIÓN DIFERENCIAL O CIRCULACIÓN DE CAUDAL

Las variaciones de caudal llevan asociadas variaciones de presión de acuerdo al teorema de Bernoulli, y éstas provocan cambios del estado tensional en los componentes de los sistemas por los que circula el fluido.

Este tipo de tensión depende sólo de lecturas instantáneas de la instrumentación en planta y por tanto, como ya se indicó con anterioridad, se calcula aplicando una función de transferencia a la lectura del transductor o señal característica de la localización del componente de análisis. Esta función de transferencia se obtiene del informe de tensiones y/o se calcula habitualmente mediante un análisis de elementos finitos.

La tensión por presión diferencial en un componente es función del caudal circulante, y queda definida de forma general por la expresión (3.36).

$$S_{\Delta P} = f(\text{Caudal Circulante}) \quad (3.36)$$

siendo:

- $S_{\Delta P}$ = intensidad de tensión (S_{INT}) debido a la variación de caudal

3.5.5.1. CASO PARTICULAR: TENSIONES POR PRESIÓN DIFERENCIAL EN LA C.N.S.M.G

La expresión para cálculo de las tensiones por presión diferencial (3.36) en el caso particular de la central nuclear de Santa María de Garoña toma la forma (3.37).

$$S_{\Delta P} = C \times F \quad (3.37)$$

siendo:

- $S_{\Delta P}$ = intensidad de tensión (S_{INT}) debido a la variación de caudal
- F = caudal a través del componente
- C = constante calculada en el Informe de Tensiones (característica de cada localización)

3.5.6. TENSION TOTAL

La tensión total en una localización de un componente será el resultado conjunto de todos los efectos de los tipos de tensiones considerados (3.38)

$$S_{TOTAL} = \sum S_i \quad (3.38)$$

i = tipos de tensión según su origen

En el caso concreto aquí estudiado, la intensidad de tensión total se calculará mediante la siguiente expresión:

$$S_{TOTAL} = S_{TERMICA} + S_{MECANICA} + S_{PRESIÓN} + S_{\Delta P} + S_{ET} \quad (3.39)$$

Como ya se ha comentado en apartado 3.5, uno de los aspectos más importantes es el acoplamiento de cada una de las tensiones. Puesto que la intensidad de tensión por definición es positiva (valor absoluto), una de las labores más importante es conocer el “signo” de cada estado tensional y determinar si los efectos de las diferentes cargas se suman o se restan.

El sistema de monitorización ha de tener implementado para cada localización de análisis, entre otros datos, las diferentes Funciones de Green y las funciones de transferencia de cada tipo de tensión. La herramienta más potente y extendida para todos éstos cálculos es el análisis por elementos finitos.

3.6. ACOPLAMIENTO TENSIONAL EN SISTEMAS DE MONITORIZACIÓN

A la hora de emplear los sistemas de monitorización, un aspecto muy importante en la evaluación tensional de los componentes es el acoplamiento de las diferentes tensiones que han generado las diferentes cargas.

La importancia del estudio del acoplamiento tensional se debe al procedimiento con que el código ASME exige en el análisis de daño a fatiga. La Intensidad de Tensiones (*Stress Intensity*

(S_{INT}) es el parámetro de evaluación exigido, y tiene la particularidad de ser siempre positivo, ya que por definición es el máximo valor absoluto de la diferencia de las tensiones principales (criterio de Tresca). Por lo tanto no distingue entre tensiones de tracción y de compresión.

El acoplamiento tensional se emplea en los sistemas de monitorización debido a la metodología de evaluación de las tensiones, la cual se efectúa analizando las cargas que las producen de forma independiente. En un cálculo convencional y ante una situación dada, las tensiones se pueden obtener analizando mediante simulación numérica todas las cargas actuando simultáneamente, y así obtener el estado tensional que se genera sin la necesidad de conocer el acoplamiento entre los diferentes tipos de tensión. Este hecho no es posible aplicarlo en las evaluaciones mediante sistemas de monitorización, ya que se basan en funciones de influencia que son particulares para cada carga aplicada (y localización). Esta metodología por un lado ofrece la ventaja de poder calcular el estado tensional de un componente (en base a estas funciones de transferencia) ante diferentes cargas actuando simultáneamente (o no) e independientemente de las variaciones que experimente cada una de ellas. Por el contrario, tiene la desventaja de tener que analizar el acoplamiento tensional para conocer el efecto conjunto de todas las cargas.

Un ejemplo de la importancia de este acoplamiento puede ser una situación de un componente sometido a dos cargas, una de las cuales genera un estado tensional de tracción de 20 MPa y la otra carga un estado tensional de compresión de otros 20 MPa, es decir -20 MPa. Por tanto, la acción conjunta en ese punto será un estado tensional nulo. Sin embargo la Intensidad de Tensiones en ambos casos es 20 MPa, y si el acoplamiento tensional no tiene en cuenta si se trata de estados de tracción o compresión, puede llevar a una evaluación errónea que indique que el componente se encuentra sometido a una tensión de 40 MPa. Este ejemplo muestra un caso en el que el resultado calculado sin tener en cuenta el signo de la tensión ofrecería un resultado más perjudicial sobre el componente, situación que no siempre tiene por qué ser de este modo.

Es una práctica común de los sistemas de monitorización sumar los estados tensionales (evaluando la Intensidad de Tensiones como indica el código ASME) de las diferentes cargas (i.e. (3.39)), lo que puede conllevar en algunos transitorios errores en la evaluación del estado tensional total. Esta metodología de cálculo en la que se suman los efectos de las cargas directamente simplifica y facilita el análisis, pero los resultados no siempre son los correctos.

Uno de los objetivos de esta tesis es conocer el efecto de esta simplificación a la hora de realizar el acoplamiento tensional, tratando de evaluar el efecto que pueda tener sobre la vida de los componentes.

4. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Los anteriores capítulos se han dedicado a la introducción del fenómeno de la fatiga. También se ha explicado el análisis a fatiga mediante sistemas de monitorización, así como la metodología de evaluación del estado tensional que emplean dichos sistemas. Por último, se ha explicado brevemente el efecto del medio en el que se encuentran inmersos los componentes en el daño a fatiga, y los diferentes procedimientos para su evaluación.

En este trabajo se pueden distinguir por lo tanto, dos bloques bien diferenciados, pero al mismo tiempo, estrechamente relacionados. Por un lado el estudio de la metodología implementada en los sistemas de monitorización para la evaluación a fatiga. Por otro, un análisis exhaustivo y comparativo de los diferentes procedimientos de evaluación del efecto del medio en el daño a fatiga de componentes (sobre transitorios reales).

4.1. ESTUDIO DE LA METODOLOGÍA DE EVALUACIÓN A FATIGA DE LOS SISTEMAS DE MONITORIZACIÓN

En este primer análisis se pretende analizar aspectos de los actuales sistemas de monitorización en el cálculo del daño a fatiga mediante datos reales. El propósito final es crear una metodología de análisis aplicable en todos los casos y que sirva al ingeniero como procedimiento estándar a la hora de evaluar el daño a fatiga de los componentes.

Se ha observado que los sistemas de monitorización actuales pueden conducir a resultados diferentes en los cálculos en función del procedimiento empleado, tanto en la metodología de evaluación (acoplamiento tensional), como en los parámetros estructurales (funciones de influencia) sobre los que se basan estos sistemas de monitorización.

En primer lugar, en lo relativo a los parámetros estructurales, se ha decidido realizar un análisis exhaustivo de las tensiones térmicas dado su gran importancia en el estado tensional de los componentes evaluados, y dónde se han detectado discrepancias en el procedimiento de obtención de la Función de Green (o Función de Influencia). Los puntos a estudiar son los siguientes:

- Efecto que provoca en las Funciones de Green la variación de la dirección de las tensiones principales (“efecto rebote”)
- Orientación de las Funciones de Green
- Análisis de la tensión inicial (*steady state*) que presentan las Funciones de Green.

En lo referente a la metodología de evaluación se ha detectado una importante influencia del acoplamiento tensional tal como se ha explicado en el capítulo anterior. Este aspecto será objeto de estudio en esta tesis, y para ello se realizarán estudios comparativos entre estados tensionales reales (tensiones a las que realmente se encuentra sometido el componente) y calculados mediante acoplamiento tensional. La metodología basada en el acoplamiento tensional (empleada en los sistemas de monitorización) es un procedimiento que permite conocer de una forma aproximada y presumiblemente conservadora las tensiones reales de un componente. El conocimiento del grado de conservadurismo (si lo hubiere) introducido al emplear el acoplamiento tensional, centrará gran parte de los esfuerzos de este estudio.

Por último, se propone una mejora de la metodología de evaluación tensional en los sistemas de monitorización. Se plantea un análisis en el que se calculen las tensiones reales que existen en los componentes evaluados, y siguiendo estrictamente las directrices del código ASME.

4.2. ANÁLISIS COMPARATIVO DEL EFECTO DEL MEDIO EN EL DAÑO A FATIGA EN TRANSITORIOS REALES

Actualmente, y como ha quedado reflejado en el Capítulo 2 de esta tesis, existen diferentes métodos y modelos para evaluar el efecto que el medio en el que se encuentran inmersos los componentes tiene en el daño a fatiga. Se han publicado numerosos trabajos en los que se calcula este efecto en transitorios de diseño, pero a día de hoy, no existe ningún estudio exhaustivo sobre transitorios reales.

Los métodos y modelos más generales serán evaluados sobre transitorios de diseño y transitorios reales, tratando por un lado de evaluar:

- El efecto del medio en cada uno de los transitorios
- Análisis comparativo entre las diferentes metodologías de evaluación
- Análisis comparativo entre las diferentes expresiones del factor ambiental

Asimismo se expondrán algunos de los inconvenientes y deficiencias teóricas de las diferentes metodologías, finalizando con el planteamiento y propuesta teórica de un nuevo procedimiento de evaluación del factor ambiental.

5. METODOLOGÍA PROPUESTA PARA LA EVALUACIÓN TENSIONAL MEDIANTE SISTEMAS DE MONITORIZACIÓN

A continuación se expone y desarrolla la metodología propuesta para la evaluación de la fatiga mediante sistemas de monitorización una vez se han detectado posibilidades de mejora en el procedimiento actual de evaluación del estado tensional de los componentes mediante el procedimiento convencional, como por ejemplo el empleado por FatiguePro. Estas posibilidades se han advertido en el cálculo de algunas funciones de influencia empleadas para la evaluación de las tensiones térmicas, así como en el modo de acoplar los distintos tipos de tensión que se generan en los componentes.

La posibilidad de mejora de algunas funciones de influencia necesarias para el cálculo de tensiones térmicas se encuentra en el procedimiento de cálculo, que bajo ciertas condiciones de análisis (signo del salto térmico, amplitud...) ofrece distintos resultados. El principal origen de estas discrepancias se basa, como se explica mas adelante, en el cambio de la dirección de las tensiones principales que en ocasiones se produce a lo largo de la evolución tras el salto térmico al emplear programas de cálculo de elementos finitos. Posteriormente se analizará detalladamente la metodología de evaluación actual, el origen de las diferencias y el procedimiento propuesto para evitarlas.

Respecto al acoplamiento tensional la posible mejora se sustenta en dos puntos. En primer lugar, en la condición de la intensidad de tensiones (S_{INT}) de ser positiva, ya que por definición es el máximo valor absoluto de la diferencia de las tensiones principales (criterio de Tresca) y por lo tanto no distingue entre tensiones de tracción y de compresión. El segundo punto de mejora, si bien está íntimamente relacionado con el primero, se basa en la metodología de evaluación tensional que emplean los sistemas de monitorización, mediante la cual las tensiones se obtienen en base a análisis individuales de las cargas que las generan. Como ya se ha comentado es práctica habitual de los sistemas de monitorización sumar los estados tensionales de las diferentes cargas, lo que puede conducir a un resultado del daño a fatiga diferente del que realmente tiene el componente.

A continuación se analiza de forma rigurosa el acoplamiento tensional de las diferentes tensiones y de las Funciones de Green, con el fin de establecer una metodología de cálculo que evite las situaciones arriba resumidas.

En el Capítulo 6 se realizan diferentes cálculos prácticos comparando la metodología actual de evolución y las diferentes modificaciones aquí propuestas. Estas evaluaciones prácticas se realizarán sobre alguna de las localizaciones críticas de los componentes descritos en el

Anexo I. La elección de las localizaciones para cada análisis ha seguido un criterio estrictamente ilustrativo, seleccionando aquellas cuyos resultados analíticos permitan entender mejor y comparar de forma más clara la problemática planteada y las soluciones propuestas.

5.1. EVALUACIÓN DEL ACOPLAMIENTO TENSIONAL

5.1.1. TEORÍA DEL ACOPLAMIENTO TENSIONAL

En el Capítulo 3 de esta tesis se ha incidido en la importancia del acoplamiento de los diferentes tipos de tensiones en la evaluación tensional de componentes mediante el empleo de los sistemas de monitorización.

La evaluación tensional mediante sistemas de monitorización requiere la aplicación del acoplamiento tensional, ya que se analizan las cargas de forma independiente. Como ya se ha comentado es una práctica común de los sistemas de monitorización sumar los estados tensionales de las diferentes cargas, lo que puede llevar a la obtención de resultados del estado tensional total diferentes a la realidad y en principio intuitivamente conservadores, ya que el código ASME [3] exige como parámetro de evaluación en el análisis de daño a fatiga la Intensidad de Tensiones (*Stress Intensity* (S_{INT})). Este parámetro tiene la particularidad de ser siempre positivo y por tanto, cuando se emplea, no se puede distinguir si un componente se encuentra en un estado de tracción o de compresión.

La Figura 5.1 muestra un ejemplo ilustrativo de un estado de tracción y otro de compresión con idéntica intensidad de tensiones (S_{INT}), circunstancia que puede llevar a errores. El ejemplo se realiza con tensiones variables a lo largo del tiempo para una mejor comprensión y apreciación del problema. Considérese una variación de las condiciones de carga de un determinado componente, por ejemplo una variación de temperatura positiva, que genera un estado tensional cuya intensidad de tensiones (S_{INT}) se muestra en la Figura 5.1 *a*). Intuitivamente se puede pensar que se trata de tensiones de tracción (Figura 5.1 *b*)) que aumentan a lo largo del tiempo, y por tanto concluir que las variaciones térmicas positivas generan tensiones de tracción que aumentan en el tiempo. Sin embargo la realidad puede ser totalmente contraria, y tratarse de tensiones de compresión (Figura 5.1 *c*)) también crecientes en el tiempo. Por tanto, conocer el signo de las tensiones térmicas es fundamental para obtener la respuesta tensional correcta, y por tanto acoplar convenientemente estas tensiones con el resto.

El hecho de no poder advertir con seguridad el signo del estado tensional tiene una gran importancia a la hora de calcular el acoplamiento de las diferentes tensiones, ya que una equivocación en el signo conllevaría un error de evaluación. A continuación se explica en

detalle el procedimiento de análisis propuesto para la determinación del signo de las diferentes tensiones, esto es, el acoplamiento tensional.

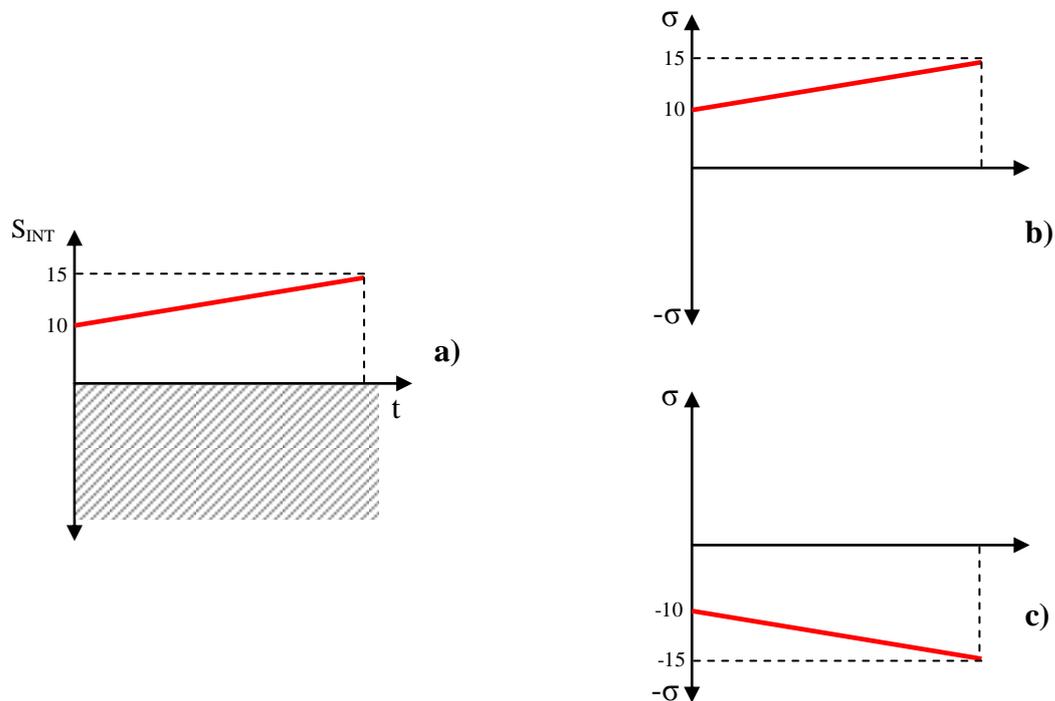


Figura 5.1. Tensión de tracción b) y compresión c) con idéntica Intensidad de Tensiones (S_{INT}) a)

5.1.2. PROCEDIMIENTO DE ANÁLISIS DEL ACOPLAMIENTO TENSIONAL REAL. CONCEPTO DE PRECARGA

La metodología de cálculo basada en el acoplamiento tensional ha asumido como correcta la suma de los efectos de las cargas, lo que simplifica y facilita el análisis. Como se ha indicado anteriormente, en los sistemas de monitorización se ha de utilizar el acoplamiento tensional ya que se analiza el efecto tensional de las cargas de forma independiente, debido a que la evaluación se basa en funciones de transferencia que son particulares para cada carga aplicada (y localización).

Este efecto se analiza seguidamente, con el fin de comprobar como afecta este hecho al resultado final del daño por fatiga. Para ello se realiza un análisis de las tensiones que producen las diferentes cargas cuando actúan sobre los componentes de forma individual y conjunta. Posteriormente se evalúa si el estado tensional aumenta cuando las cargas actúan conjuntamente (acoplamiento positivo), o si por el contrario disminuye (acoplamiento real negativo).

Para conocer el acoplamiento tensional se han de evaluar las diferentes cargas de forma conjunta lo que supone que existan muchas combinaciones posibles de análisis. Para evitar este

hecho se ha optado por seleccionar una carga de referencia (precarga), y estudiar el resto actuando conjuntamente con ella. En este caso se ha optado por fijar como precarga la carga de presión, si bien podría haber sido cualquier otra carga.

El objetivo de la precarga es crear un estado tensional previo (S_{INT0}), a partir del cual y analizando la tensión que produce cualquier carga que se aplique posteriormente, resulte trivial conocer el acoplamiento tensional entre ellas. Sobre este concepto de precarga se fundamenta la evaluación del acoplamiento tensional aquí propuesto. En el apartado 3.4 de esta tesis se establecieron dos tipos de tensión según la forma de calcularlas, esto es:

Tipo I: Tensiones que dependen sólo de lecturas instantáneas de la instrumentación en planta. Estas tensiones se calculan aplicando una función de transferencia derivada del informe de tensiones a la lectura del transductor o señal. En este tipo de tensión se encuentran las de presión, mecánicas y de presión diferencial.

Tipo II: Tensiones que dependen de la historia tensional previa. Las tensiones se calculan a partir de funciones de Green, que son la respuesta tensional de un componente a una variación escalón unitaria en la carga (en este caso la temperatura). En este tipo de tensión se encuentran las térmicas y de estratificación térmica.

Según los tipos de tensión arriba descritos, el procedimiento de análisis asume algunas variaciones, si bien el principio en el que se basa es el mismo, esto es, la aplicación de la precarga.

5.1.2.1. ACOPLAMIENTO REAL DE LAS TENSIONES “TIPO I”

El acoplamiento tensional en el caso de cargas de presión, mecánicas y/o presión diferencial (entre otras), se determina siguiendo los pasos mostrados en el organigrama de la Figura 5.2.

5.1.2.2. ACOPLAMIENTO REAL DE LAS TENSIONES “TIPO II”

Las tensiones térmicas son el ejemplo más claro de tensiones catalogadas como TIPO II, y al contrario que las tensiones de presión o mecánicas, no dependen sólo de lecturas instantáneas de la instrumentación en planta, sino de la historia tensional previa. Las tensiones térmicas se calculan a partir de las funciones de Green, y por tener una metodología de cálculo diferente, el procedimiento para evaluar el acoplamiento tensional también difiere en cierta medida del resto de tensiones.

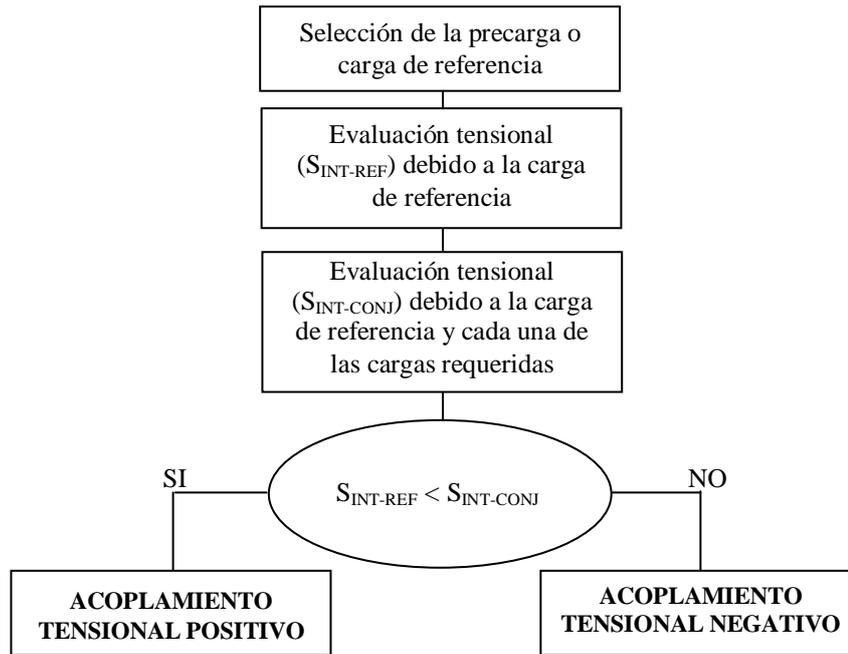


Figura 5.2. Evaluación del acoplamiento tensional de tensiones TIPO I

La Función de Green (psi/°F) se obtiene dividiendo las tensiones térmicas (S_{INT}) entre el salto térmico (ΔT) que las ha producido. La variación térmica (ΔT) puede ser positiva o negativa, y dado que las tensiones térmicas siempre son positivas (S_{INT} siempre positivo), el signo de la Función de Green ($S_{INT}/\Delta T$) dependerá del signo de la variación térmica (ΔT) introducida. Por lo tanto, la orientación (función creciente o decreciente) de la Función de Green para una localización puede variar si se cambia el signo del salto térmico.

Este hecho provoca que se deba establecer un criterio de signo del salto térmico para calcular la Función de Green. En este caso el signo de la variación de temperatura se ha considerado negativo por dos motivos, utilizar el mismo criterio que el empleado en las referencias [61] y [63], y por ser esta variación más representativa de la mayoría de las situaciones que suceden en una central nuclear.

En la Figura 5.3 se muestran las formas más habituales que presentan las tensiones térmicas, señalándose además la amplitud tensional ($\Delta\sigma$) y su signo.

El acoplamiento tensional en el caso de cargas térmicas o de estratificación térmica, se determina siguiendo los pasos descritos en el organigrama de la Figura 5.4.

Las Funciones de Green que se derivan de las tensiones térmicas se obtienen dividiendo por el módulo de la variación térmica ($|\Delta T|$), es decir, en este caso no se tiene en cuenta el signo de la variación térmica.

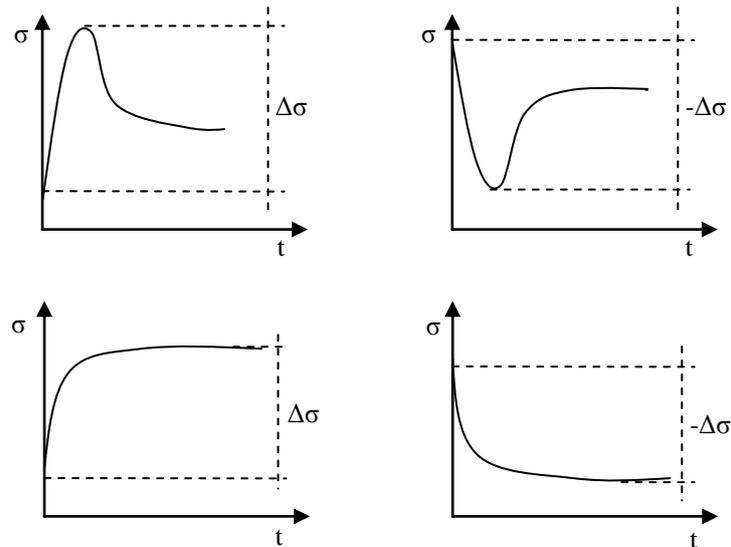


Figura 5.3. Formas más habituales de las tensiones térmicas

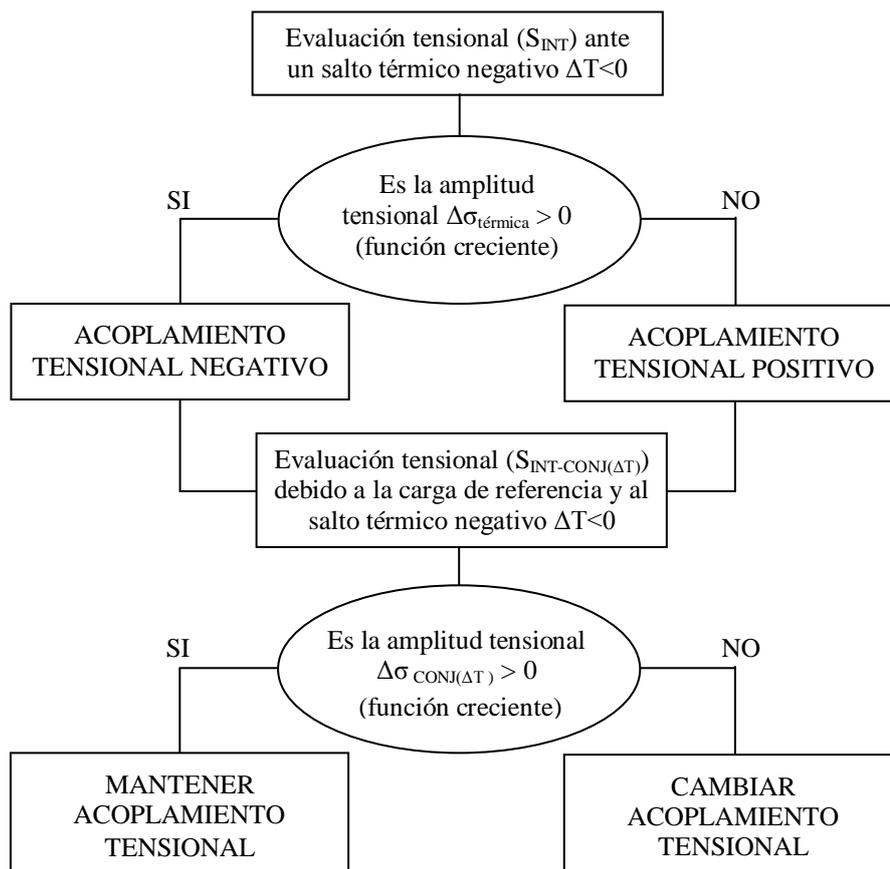


Figura 5.4. Evaluación del acoplamiento tensional de tensiones TIPO II

5.1.3. APLICACIÓN PRÁCTICA DEL ACOPLAMIENTO TENSIONAL REAL

En el apartado anterior se ha descrito la metodología propuesta para una evaluación más realista del acoplamiento tensional más precisa empleando sistemas de monitorización. A continuación se analizan las diferencias entre la metodología actualmente más empleada (acoplamiento positivo) y la metodología propuesta (acoplamiento real), realizando un caso práctico ilustrativo y realista.

La evaluación del acoplamiento tensional se va a realizar sobre las localizaciones críticas de la tobera de Agua de Alimentación cuya descripción se encuentra de forma extensa en el Anexo I.

5.1.3.1 ACOPLAMIENTO TENSIONAL REAL EN LA TOBERA DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

En la Tobera de Agua de Alimentación (Figura I.1, Anexo I) se han definido tres localizaciones críticas (Figura I.2, Anexo I) sobre las que se va a realizar la evaluación tensional completa previa al análisis a fatiga. Las cargas variables que actúan sobre este componente son las siguientes:

- Cargas de presión
- Cargas mecánicas
- Cargas térmicas
- Cargas por presión diferencial
- Cargas de estratificación térmica

Para el estudio del acoplamiento tensional se ha seleccionado la carga de presión como carga de referencia.

5.1.3.1.1. Carga de referencia: *Cargas de presión*

Una presión uniforme de 1000 psi⁽²⁾ se aplica a lo largo de la superficie interior de la tobera de agua de alimentación y de la pared de la vasija. Al extremo de la tobera que está conectado al sistema de AA, se ha aplicado una carga longitudinal (o *cap load*) cuyo valor se ha calculado según (5.1).

$$P_{long} = \frac{P * D_i^2}{D_o^2 - D_i^2} \quad (5.1)$$

siendo:

⁽²⁾ Unidades del Sistema Inglés por ser éste el empleado en los cálculos originales de los componentes

5. Metodología propuesta para la evaluación tensional mediante sistemas de monitorizacion

- P = Presión
- D_i = Diámetro interior = 9.671 in
- D_o = Diámetro exterior = 10.84 in

Por lo tanto para una presión de 1000 psi la carga longitudinal es de 3091 psi. El valor de presión de 1000 psi se ha empleado en los cálculos por la facilidad que ofrece a la hora de calcular el efecto de otros valores de presión que tienen lugar en los transitorios (régimen elástico-lineal). En la Figura 5.5 se muestran los modelos de elementos finitos (2D y 3D) de la tobera de AA con las cargas de presión aquí expuestas.

Las tensiones que se generan en las localizaciones críticas debido a las cargas de presión se muestran en la Tabla 5.1.

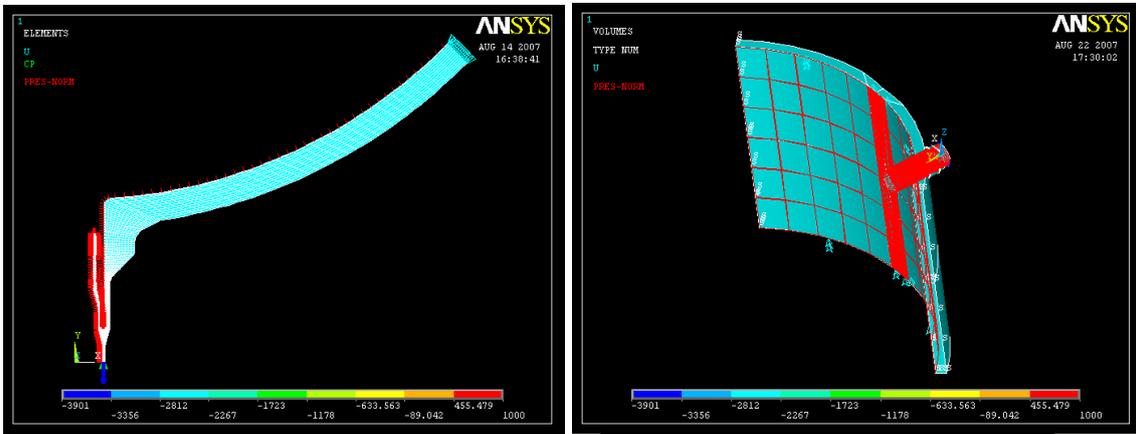


Figura 5.5. Cargas de presión sobre la tobera de AA

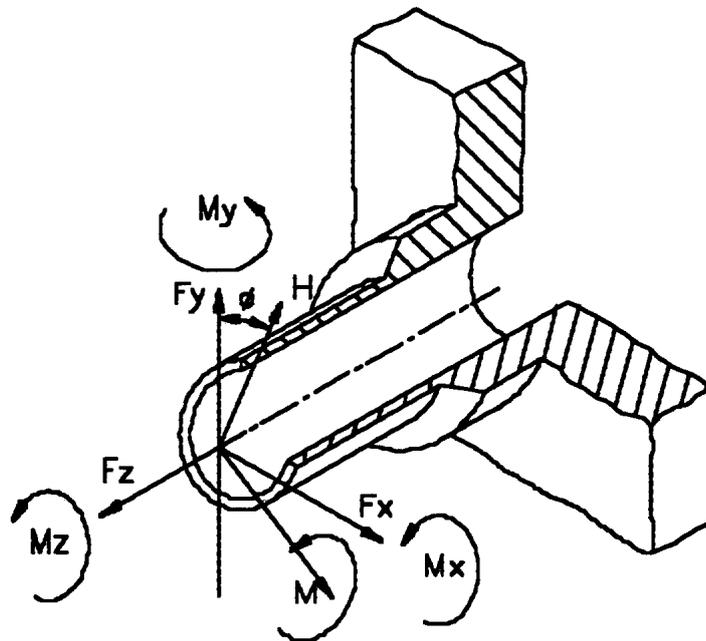
Tabla 5.1. Tensiones debidas a las cargas de presión

Localización Crítica <i>Safe end</i>										
2D (nodo 39)	Sx	Sy	Sz	Sxy	Syz	Sxz	S1	S2	S3	S _{INT}
	-830	4051	7587	-576	0	0	7587	4118	-898	8485
3D (nodo 3761)	Sx	Sy	Sz	Sxy	Syz	Sxz	S1	S2	S3	S _{INT}
	7187	4510	-501	-101	-379	-98	7192	4535	-531	7723
Localización Crítica <i>Blend Radius (Material Base)</i>										
2D (nodo 2503)	Sx	Sy	Sz	Sxy	Syz	Sxz	S1	S2	S3	S _{INT}
	-384	-526	18743	336	0	0	18743	-112	-799	19541
3D (nodo 1319)	Sx	Sy	Sz	Sxy	Syz	Sxz	S1	S2	S3	S _{INT}
	41914	-518	1547	78	643	23	41914	1371	-702	42616
Localización Crítica <i>Blend Radius (Cladding)</i>										
2D (nodo 2730)	Sx	Sy	Sz	Sxy	Syz	Sxz	S1	S2	S3	S _{INT}
	-999	-282	20086	283	0	0	20086	-184	-1097	21183
3D (nodo 1357)	Sx	Sy	Sz	Sxy	Syz	Sxz	S1	S2	S3	S _{INT}
	46573	24	26	78	395	34	46573	419	-370	46943

La intensidad de tensión en el modelo en 3D para las dos localizaciones (material base y *cladding*) del *Blend Radius* es aproximadamente el doble del valor que se obtiene en 2D, confirmando las investigaciones desarrolladas en [60]. En el caso del *Safe end* la intensidad de tensión es ligeramente menor si se calcula mediante el modelo de 3D.

5.1.3.1.2. Acoplamiento: Cargas mecánicas - Cargas de presión

Las cargas mecánicas para este componente se encuentran definidas en [55] y [64], y se muestran en la Figura 5.6. Las cargas mecánicas generan unas tensiones catalogadas como TIPO I según la definición establecida en el apartado 5.1.2, y por tanto el acoplamiento tensional se evalúa según el organigrama expuesto en la Figura 5.3.



Loading	H (Kips)	M (Inch Kips)
Design Mechanical	0.0	408
Dead Weight	5.31	147
Seismic Primary	11.4	206
Seismic Restrained Free End	11.4	206
Thermal Restrained Free End	24.5	613

Notes:

1. Loads are specified at the safe-end-to-pipe weld location.
2. The X, Y and Z axes are orthogonal coordinates. The Z is radially outward from the vessel centerline (in a horizontal plane). The Y direction is upward. An orientation angle for H and M (in X-Y plane) shall be selected which will produce the greatest stress intensity at the location under consideration when all other loads on the nozzle are considered.

Figura 5.6. Cargas mecánicas aplicadas al componente

Para el análisis a fatiga solamente se van a calcular las tensiones originadas por cargas mecánicas variables, que se corresponden a las señaladas en la Figura 5.6 como *Thermal Restrained Free*, es decir, tensiones debidas a la restricción al movimiento o expansión del componente ante variaciones térmicas. El ángulo Φ ha de ser aquel que produzca una mayor intensidad de tensión en la localización crítica [64]. En la Tabla 5.2 se muestran los diferentes valores de tensión obtenidos en las localizaciones críticas para distintos ángulos de la carga H. Se puede observar como la tensión es máxima para $\Phi=0$.

Tabla 5.2. Tensiones mecánicas debidas a H en función del ángulo Φ

H	Φ	F _x	F _y (F _z en ANSYS)	S _{INT}		
				Safe end	BR (Material Base)	BR (Cladding)
24500	0	-24500	0	4802	235	239
24500	22.5	-22635	9375	4550	213	215
24500	45	-17324	17324	3840	168	171
24500	67.5	-9375	22635	3704	115	120
24500	90	0	24500	3624	89	100

En la Figura 5.7 y Figura 5.8 se muestra el modelo de elementos finitos en 3D de la tobera de AA con las cargas mecánicas aquí expuestas considerando el ángulo $\Phi=0$.

La modelización de las cargas mecánicas mediante elementos finitos se ha tenido que realizar mediante un modelo en 3D, ya que el modelo en 2D implica utilizar diferentes tipos de elementos para la cargas de presión y para las cargas mecánicas. Este hecho se debe a que las cargas mecánicas no son axisimétricas y se aplican sobre un modelo axisimétrico (2D), situación que implica el uso de un determinado tipo de elemento (*PLANE 25* en ANSYS). Para el caso de las cargas de presión se utiliza otro tipo de elemento (*PLANE 42* en ANSYS) debido a que tanto el modelo como las cargas aplicadas son axisimétricas. Para simular el acoplamiento conjunto de las cargas de presión y mecánicas no se ha encontrado un elemento que garantice unos resultados fiables. El elemento *PLANE 42* (o similares) no permite introducir las cargas mecánicas (no axisimétricas). El elemento *PLANE 25* (o similares) sí permite trabajar con las cargas de presión, pero los resultados que se obtienen no ofrecen una gran fiabilidad por tratarse de cargas no adecuadas para este elemento. Por ello el modelo de elementos finitos en 3D es la mejor opción para estudiar este acoplamiento tensional.

Las tensiones que se generan en las localizaciones críticas debido a las cargas mecánicas se muestran en la Tabla 5.3. Los resultados de tensión para el acoplamiento de las cargas mecánicas y de presión se recogen en la Tabla 5.4.

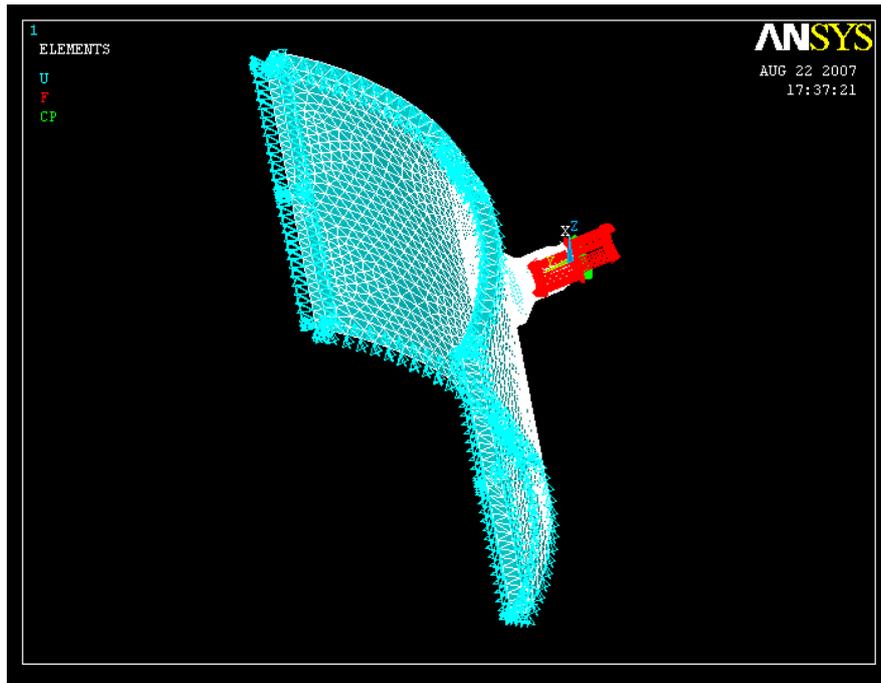


Figura 5.7. Cargas mecánicas sobre la tobera de AA

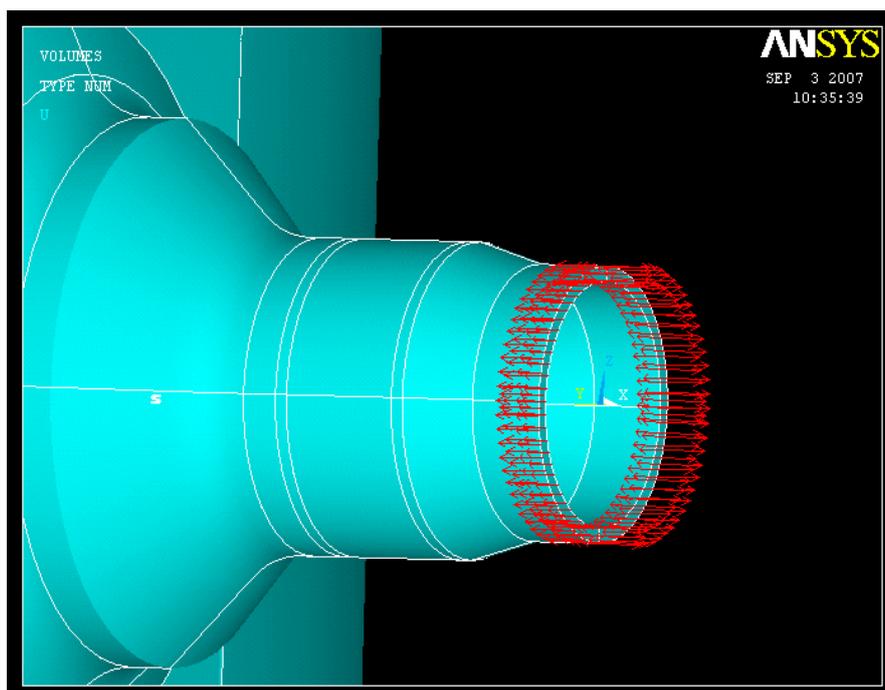


Figura 5.8. Detalle de las cargas mecánicas sobre la tobera de AA

Analizando los resultados de la Tabla 5.2, Tabla 5.3 y Tabla 5.4, y aplicando los pasos indicados en el organigrama de la Figura 5.3, se observa como las cargas mecánicas y de presión suman sus efectos tensionales en la localización crítica del *Safe end*, es decir, el acoplamiento tensional es positivo. Por el contrario, en las dos localizaciones del *Blend Radius* el acoplamiento tensional real es negativo.

Tabla 5.3. Tensiones debidas a las cargas mecánicas

Nodo 3761: Localización Crítica Safe end									
Sx	Sy	Sz	Sxy	Syz	Sxz	S1	S2	S3	S _{INT}
72	267	8	2398	1	-49	2571	8	-2231	4802

Nodo 1319: Localización Crítica Blend Radius (Material Base)									
Sx	Sy	Sz	Sxy	Syz	Sxz	S1	S2	S3	S _{INT}
-50	-1	-2	-112	-1	-25	92	-193	-143	235

Nodo 1357: Localización Crítica Blend Radius (Cladding)									
Sx	Sy	Sz	Sxy	Syz	Sxz	S1	S2	S3	S _{INT}
-59	-2	-1	-107	-1	-44	89	-1	-150	239

Tabla 5.4. Tensiones debidas a la acción conjunta de cargas de presión y mecánicas (3D)

Nodo 3761: Localización Crítica Safe end									
Sx	Sy	Sz	Sxy	Syz	Sxz	S1	S2	S3	S _{INT}
7259	4778	-493	2297	378	-147	8641	3423	-520	9162

Nodo 1319: Localización Crítica Blend Radius (Material Base)									
Sx	Sy	Sz	Sxy	Syz	Sxz	S1	S2	S3	S _{INT}
41864	-519	1545	-34	642	-2	41864	1729	-702	42567

Nodo 1357: Localización Crítica Blend Radius (Cladding)									
Sx	Sy	Sz	Sxy	Syz	Sxz	S1	S2	S3	S _{INT}
46513	22	25	-29	394	-10	46513	418	-370	46884

5.1.3.1.3. Acoplamiento: Cargas térmicas - Cargas de presión

Las cargas térmicas generan unas tensiones catalogadas como TIPO II según la definición establecida en el apartado 5.1.2, y por tanto el acoplamiento tensional se evalúa según las pautas propuestas en el organigrama de la Figura 5.4.

El estudio de las cargas térmicas se realiza simulando una variación de temperatura de -90 °F (50 °C) del fluido que circula por el sistema de AA, entre 361 °F (182.7 °C) y 271 °F (132.7 °C). Esta variación térmica se va a estudiar bajo condiciones de alto y bajo caudal, tal como se explica en el apartado I.1.1.3. del Anexo I.

Estos valores de temperatura (361 °F y 271 °F) fueron los seleccionados para los cálculos realizados en [61], y serán los que se empleen aquí para el estudio del acoplamiento tensional. En la parte dedicada al estudio de las Funciones de Green se analizará el efecto de utilizar otros valores de temperatura.

5. Metodología propuesta para la evaluación tensional mediante sistemas de monitorización

La temperatura en la tobera varía lógicamente según la temperatura del fluido (361 °F → 271 °F), y también según la zona del componente. En la Figura 5.8 se muestran las regiones térmicas en las que se ha dividido la tobera. Los valores de temperatura de las distintas zonas de la tobera se encuentran recogidas en [61] siguiendo la metodología indicada en [64]. En la Tabla 5.5 se muestran estos valores de temperatura además de los coeficientes de convección correspondientes.

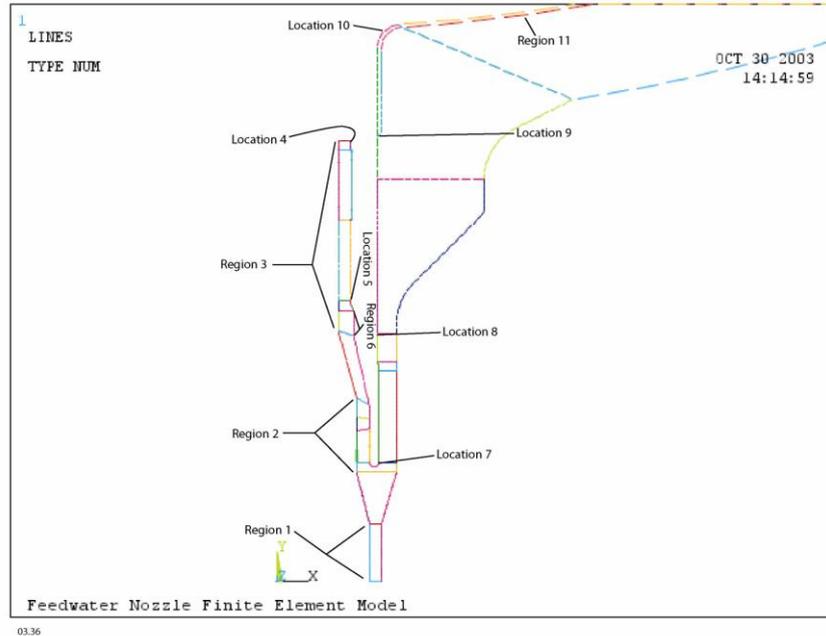


Figura 5.8. Regiones térmicas de la Tobera de AA [61]

Tabla 5.5. Temperatura y coeficientes de convección en cada región de la tobera

Región		T ^a fluido 271(°F)		T ^a fluido 361(°F)	
		Temperatura (°F)	hc (BTU/hr·ft ² ·°F)	Temperatura (°F)	hc (BTU/hr·ft ² ·°F)
1	AC	271.0	2755	361.0	3025
	BC	271.0	563	361.0	618
2	AC	271.0	3650	361.0	4008
	BC	271.0	746	361.0	819
3	AC	271.0	5815	361.0	6385
	BC	271.0	1189	361.0	1305
4	AC	338.8	180	406.9	197
	BC	339.0	180	407.1	198
5	AC	318.8	174	393.4	195
	BC	319.0	175	393.5	195
6	AC	319.5	8	393.9	8
	BC	319.7	8	394.0	8
7	AC y BC	365.6	107	425.1	115
8	AC y BC	410.2	79	455.3	82
9	AC y BC	469.1	93	495.2	95
10	AC y BC	494.2	285	512.2	284
11	AC y BC	550.0	278	550.0	278
Coefficiente de convección (hc) pared exterior (BTU/hr·ft²·°F) [55, 65]					
0.2					

AC = Alto caudal BC = Bajo caudal

En la Figura 5.9 se presenta el modelo axisimétrico (2D) de elementos finitos de la tobera de AA con las cargas térmicas.

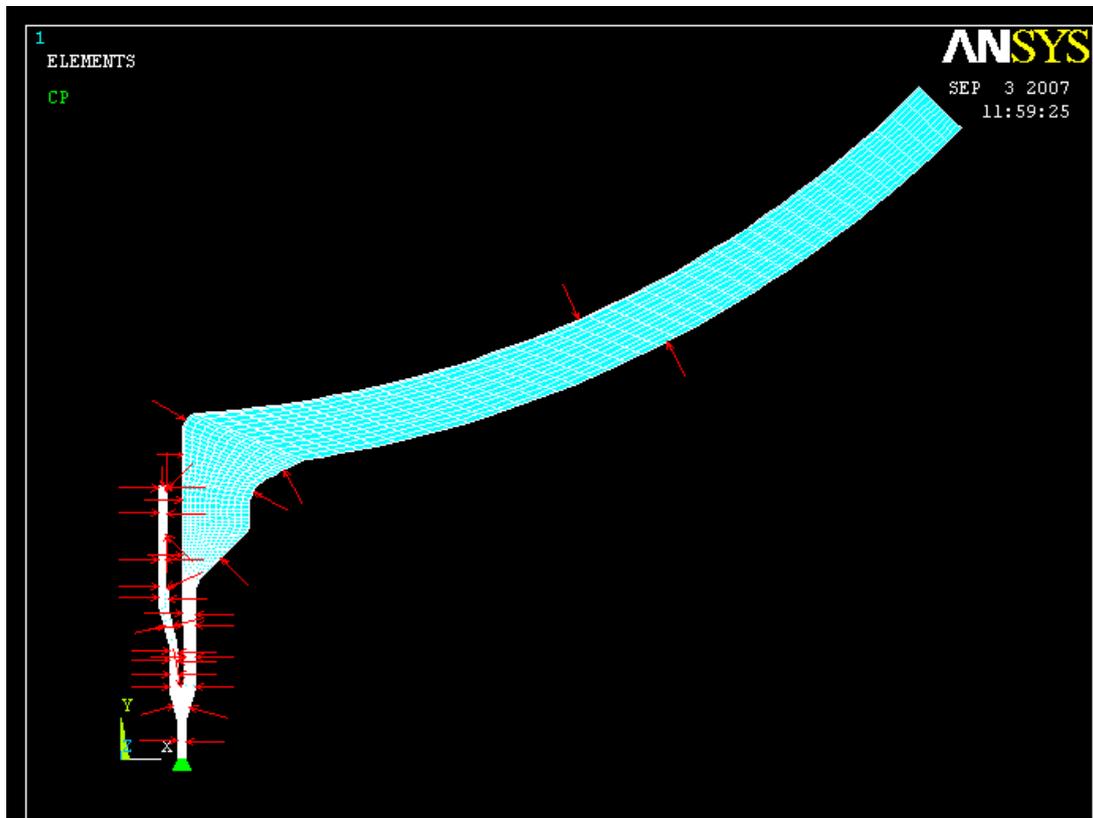


Figura 5.9. Cargas térmicas sobre la tobera de AA

Las tensiones que se generan en las localizaciones críticas debido a las cargas térmicas y a las cargas térmicas y de presión se muestran en la Figura 5.10 a Figura 5.15. El acoplamiento tensional se evalúa en función de los pasos propuestos en el organigrama de la Figura 5.4.

La tensión térmica en el caso del *Safe end* (Figura 5.10) es creciente y por tanto el acoplamiento tensional real es negativo. Al aplicar la precarga de presión (Figura 5.11) la tensión generada se mantiene creciente, esto es, se mantiene el acoplamiento tensional fijado en el paso anterior. Por lo tanto, en la localización crítica del *Safe end*, el acoplamiento tensional térmico real es negativo ($\Delta T < 0$).

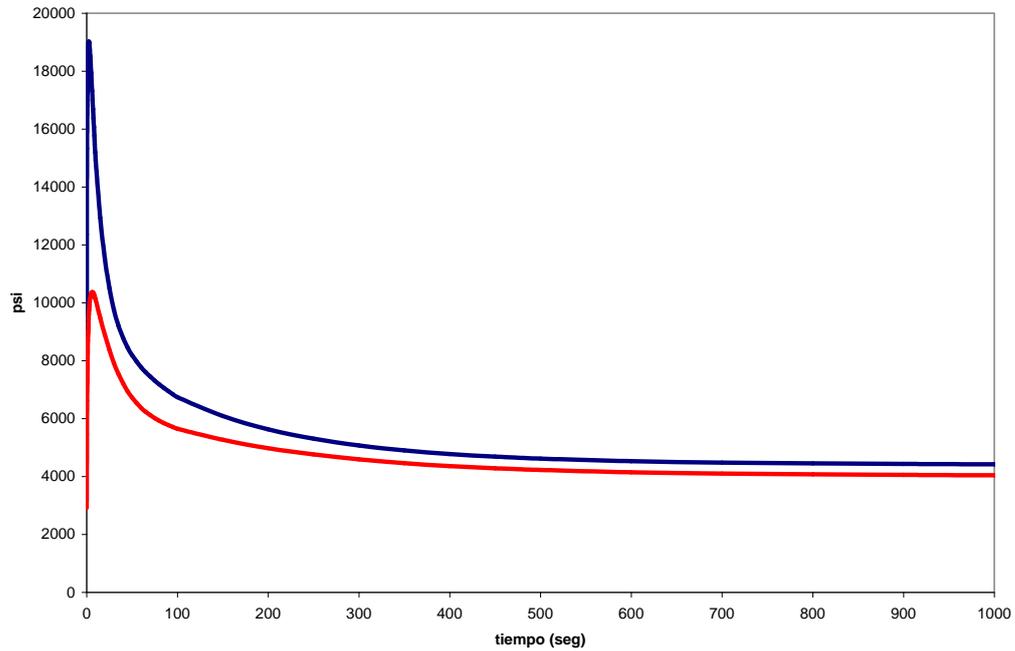


Figura 5.10. Tensión térmica en el Safe end. ($\Delta T = -90$ °F)

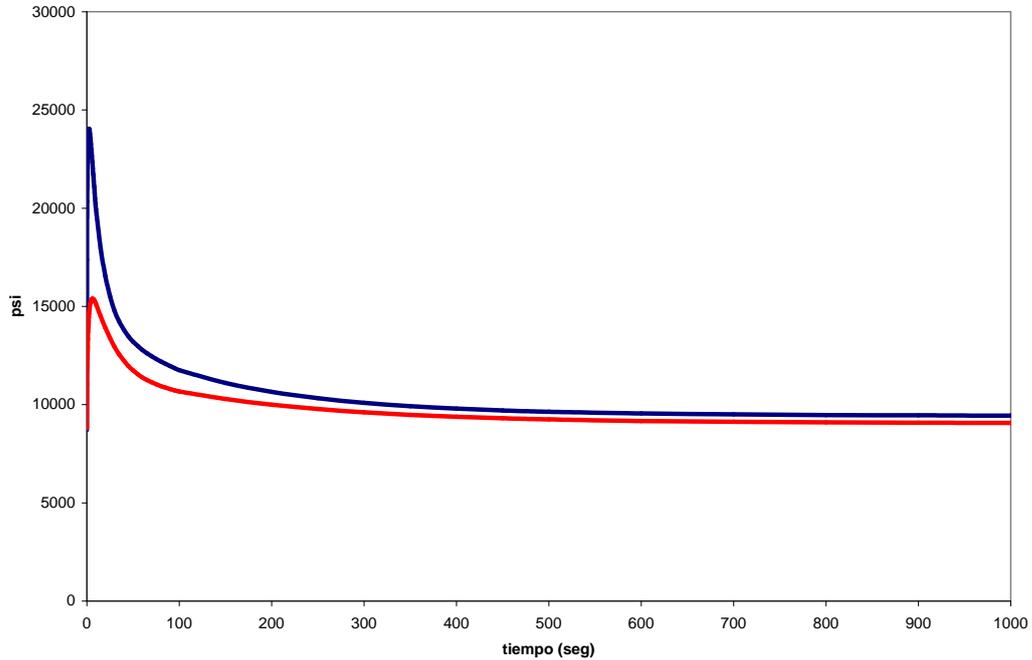


Figura 5.11. Tensión por cargas térmicas y de presión en el Safe end. ($\Delta T = -90$ °F)

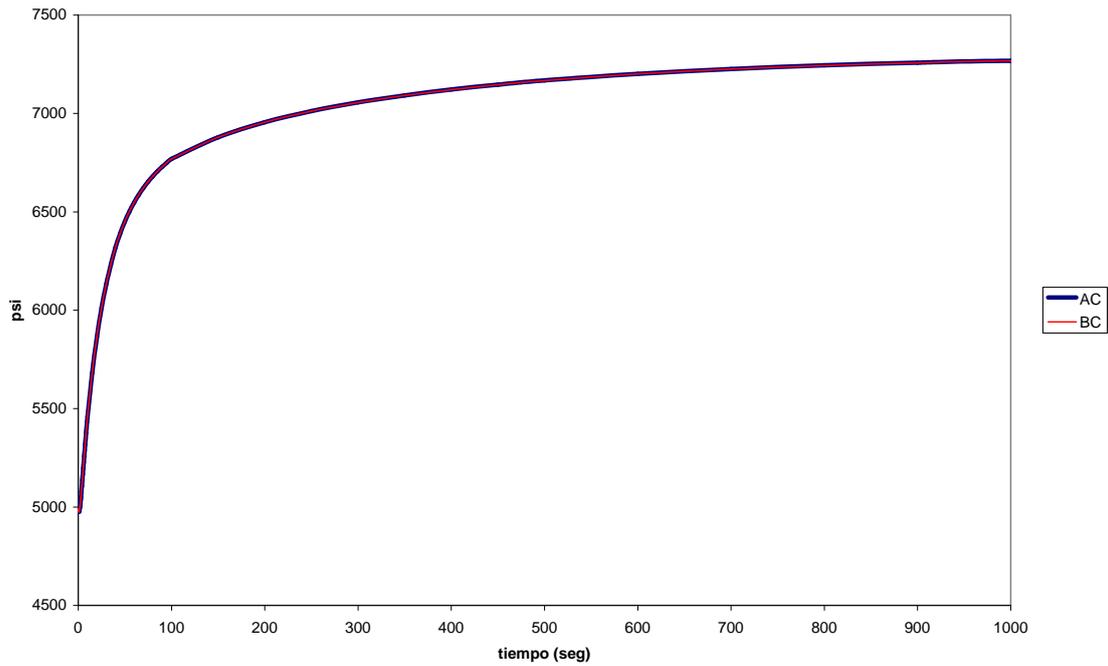


Figura 5.12. Tensión térmica en el Blend Radius (Material Base). ($\Delta T = -90\text{ }^{\circ}\text{F}$)

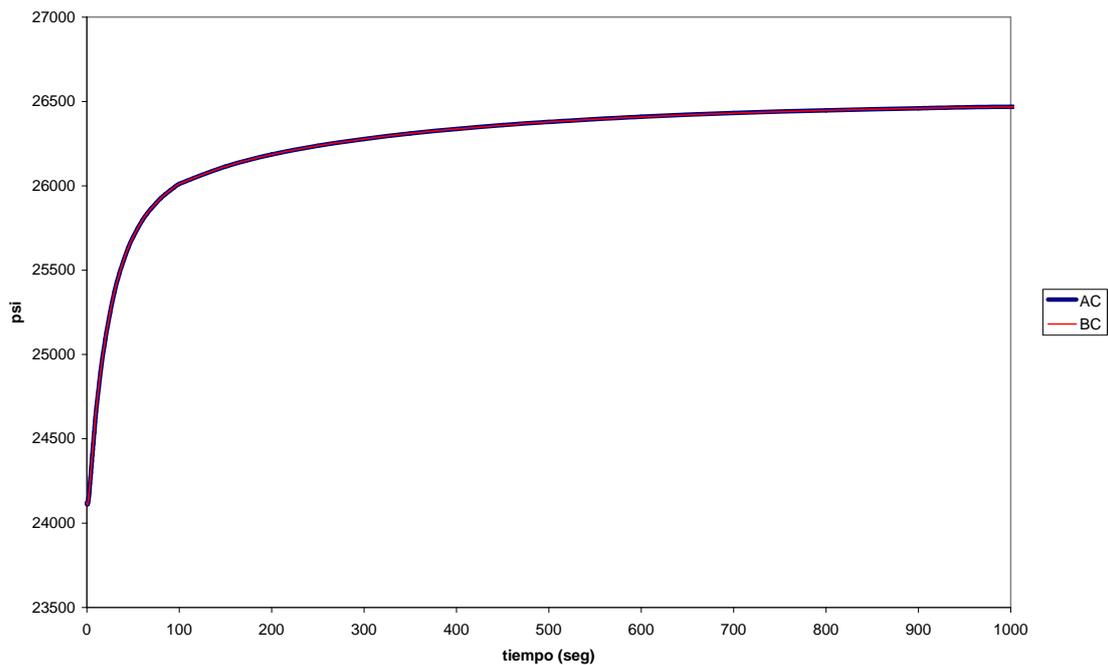


Figura 5.13. Tensión por cargas térmicas y de presión en el Blend Radius (Material Base). ($\Delta T = -90\text{ }^{\circ}\text{F}$)

En el caso del *Blend Radius* (Material Base) la tensión térmica (Figura 5.12) es creciente y por tanto el acoplamiento tensional real es negativo. Al aplicar la precarga de presión (Figura 5.13) la tensión generada sigue siendo creciente, y por consiguiente se mantiene el acoplamiento tensional fijado en el paso anterior. Por lo tanto, en la localización crítica del *Blend Radius* (Material Base), el acoplamiento tensional térmico real es negativo ($\Delta T < 0$).

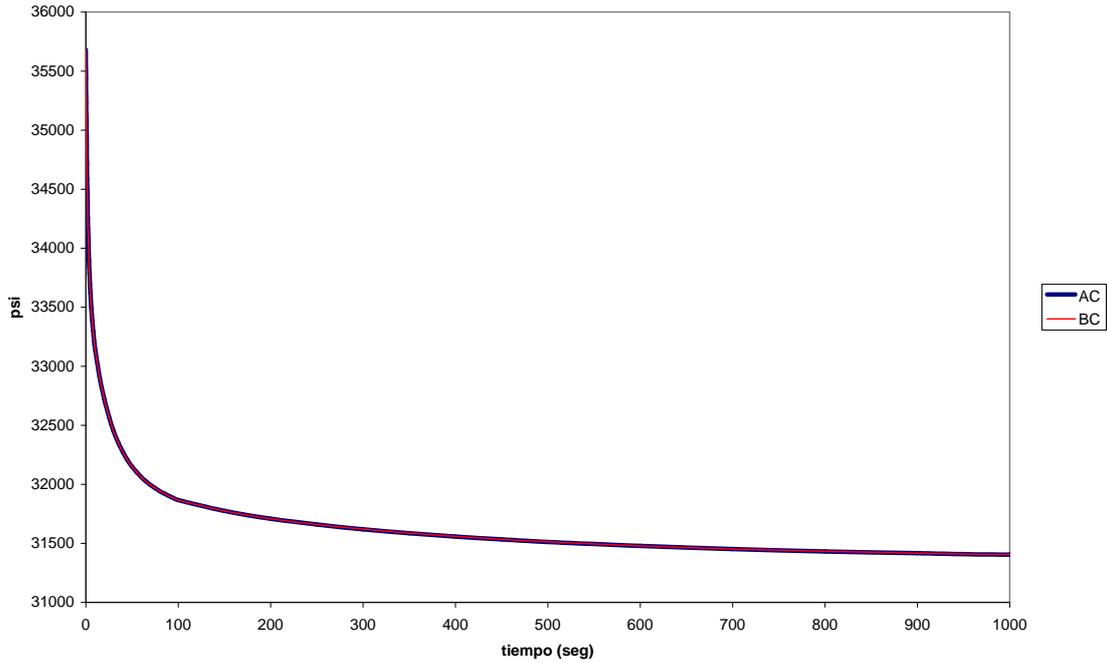


Figura 5.14. Tensión térmica en el Blend Radius (Cladding). ($\Delta T = -90$ °F)

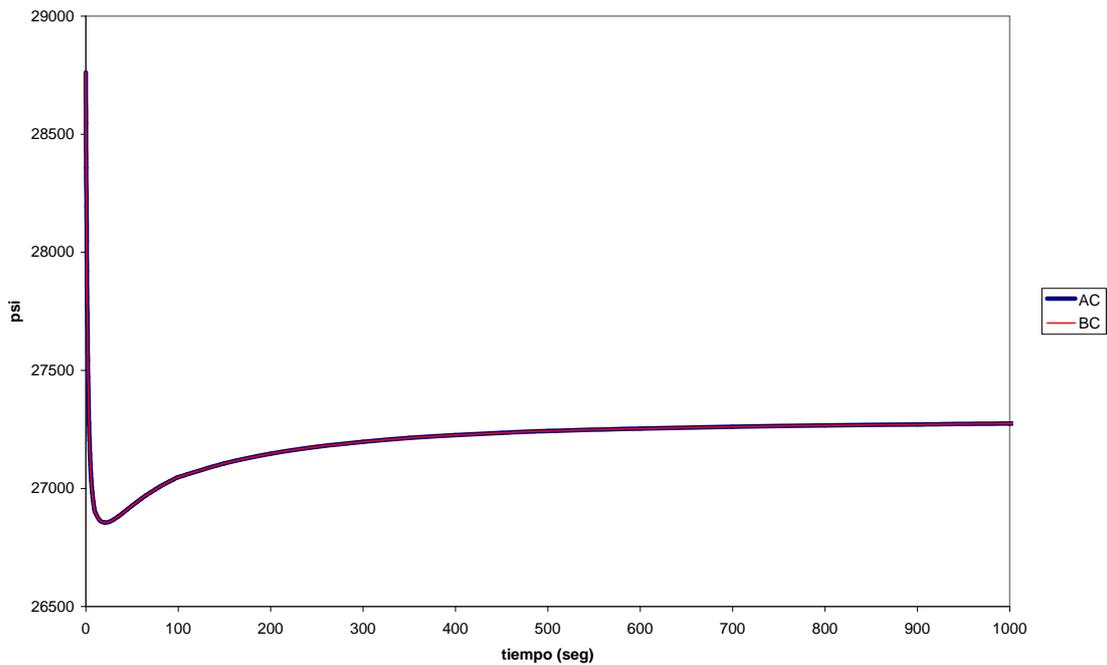


Figura 5.15. Tensión por cargas térmicas y de presión en el Blend Radius (Cladding). ($\Delta T = -90$ °F)

En el caso del *Blend Radius (Cladding)* la tensión térmica (Figura 5.14) es decreciente y por tanto el acoplamiento tensional es positivo. Al aplicar la precarga de presión (Figura 5.15) la tensión generada sigue siendo decreciente, y en consecuencia se ha de cambiar el acoplamiento tensional fijado en el paso anterior. Por lo tanto, en la localización crítica del *Blend Radius (Cladding)*, el acoplamiento tensional térmico es negativo ($\Delta T < 0$).

5.1.3.1.4. Acoplamiento: *Cargas por presión diferencial - Cargas de presión*

Las cargas por presión diferencial se originan por variaciones de caudal, las cuales llevan asociadas variaciones de presión, y éstas provocan cambios del estado tensional en los componentes de los sistemas por los que circula el fluido.

La carga de presión diferencial es por tanto un tipo de carga de presión, y en consecuencia el estado tensional que genera se suma al que produce las cargas de presión (o carga de referencia).

5.1.3.1.5. Acoplamiento: *Cargas por estratificación térmica - Cargas de presión*

El estudio de las cargas por estratificación térmica se realiza únicamente en la localización del *Safe end*, ya que en el resto de localizaciones críticas no se ha detectado la existencia de este fenómeno.

Las cargas por estratificación térmica generan unas tensiones definidas como TIPO II en el apartado 5.1.2, y por tanto el acoplamiento tensional se evalúa según las pautas propuestas en el organigrama de la Figura 5.4.

En [66] se realiza un estudio de las tensiones que se producen durante este fenómeno. Para ello se simula una variación de temperatura en la tobera de AA que inicialmente se encuentra a 550 °F. La variación térmica se produce en la superficie interior del *Safe end*, esto es, en las zonas definidas como Región 1, 2 y 3 de la Figura 6.5. En [66] se estudia la tensión que se genera al introducir una temperatura de 100 °F a la superficie inferior (*bottom*) a diferentes niveles de caudal, resultando ser máxima cuando el ángulo α es de 20° (Figura 5.16). $\alpha=0^\circ$ representaría la tubería llena de caudal.

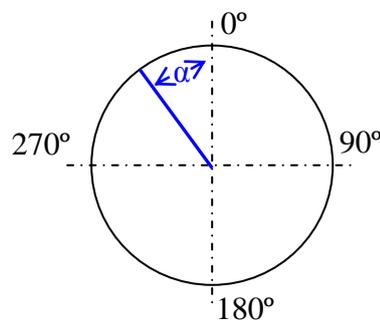


Figura 5.16. *Angulo a los diferentes niveles de caudal*

En la Figura 5.17 se muestra el modelo (3D) de elementos finitos de la tobera de AA que se ha realizado para reproducir la variación térmica descrita anteriormente y que está asociada al fenómeno de estratificación térmica.

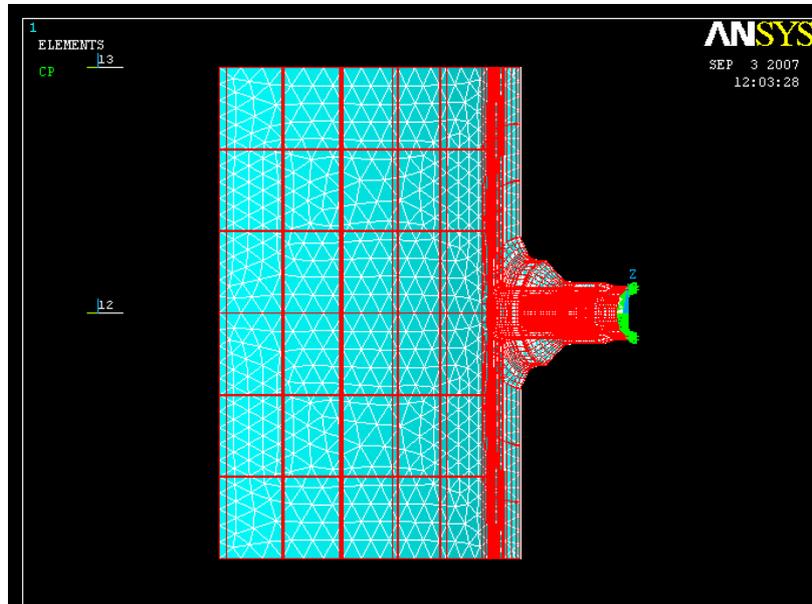


Figura 5.17. Cargas de estratificación térmicas sobre la tobera de AA

En la Figura 5.18 se muestran las tensiones que se generan debido a las cargas de estratificación térmica en la localización crítica del *Safe end* en la zona superior (*top*) y en la inferior (*bottom*). Además se ha añadido la tensión calculada en [66] para la zona superior (*top*) que se estableció como crítica, confirmando la validez del modelo aquí realizado.

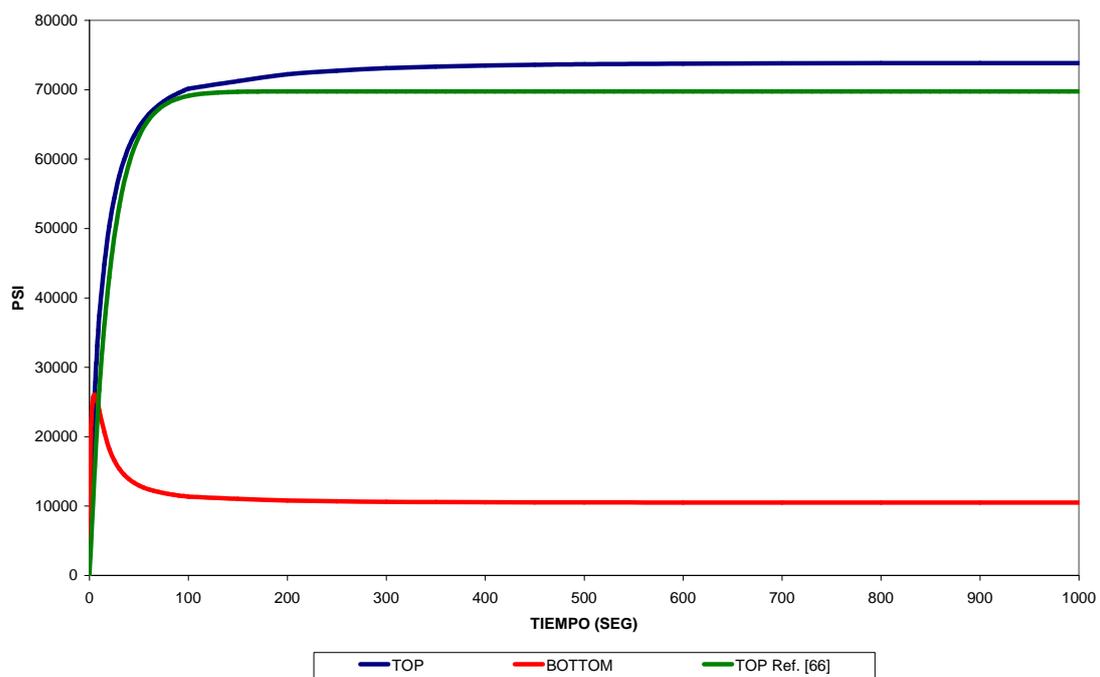


Figura 5.18. Tensión por Estratificación Térmica en el *Safe end*.

El acoplamiento tensional de las cargas de estratificación térmica se realiza para la localización superior (*top*) una vez comprobado que es la más crítica. En la Figura 5.19 se muestra el acoplamiento de las cargas de estratificación térmica y de presión (carga de referencia).

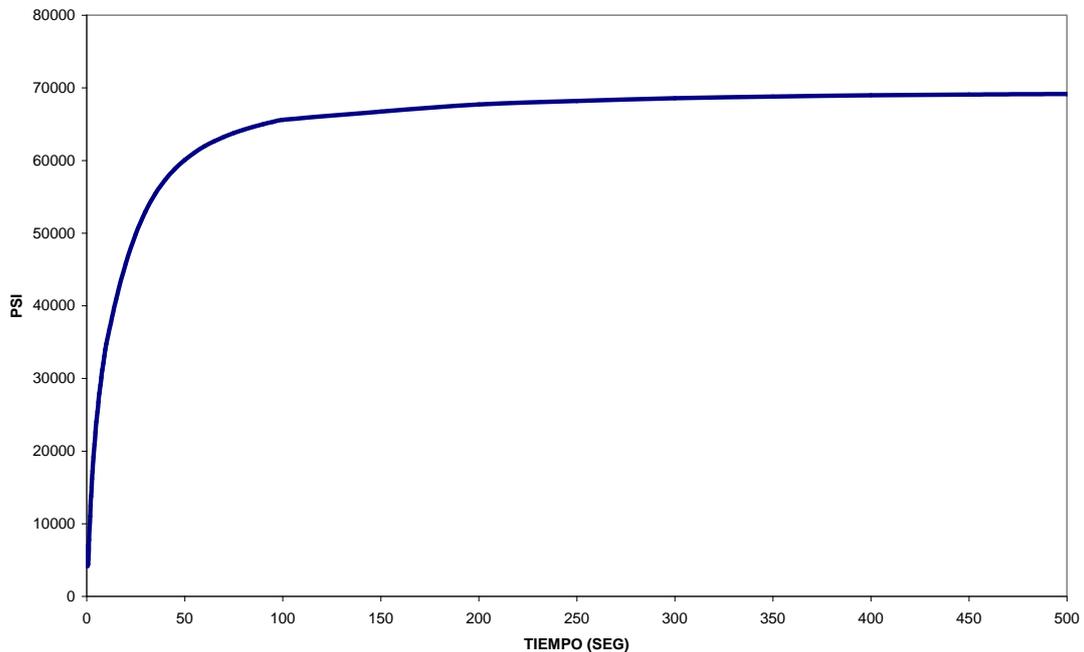


Figura 5.19. Tensión por E.T y cargas de presión en la zona superior (*top*) del *Safe end*

A la hora de evaluar el acoplamiento tensional de las cargas de estratificación térmica en la zona superior (*top*) del *Safe end*, se observa como la tensión que genera estas cargas (Figura 5.16) es decreciente y por tanto el acoplamiento tensional es positivo. Al aplicar la precarga de presión (Figura 6.19) la tensión generada es creciente, y en consecuencia se ha de mantener el acoplamiento tensional fijado en el paso anterior. Por lo tanto, en el *Safe end*, el acoplamiento tensional de las cargas de estratificación térmica es positivo.

5.1.3.1.6. Resultados del acoplamiento tensional real en la Tobera de AA.

Los resultados del acoplamiento tensional de las diferentes cargas que afectan a la tobera de AA se resumen en la Tabla 5.6.

Las tensiones mecánicas, las tensiones térmicas, las tensiones por presión diferencial y las de estratificación térmica se han de acoplar con el signo que aparece en la Tabla 5.6.

Se puede concluir que el acoplamiento tensional real de las diferentes localizaciones es el siguiente:

Tabla 5.6. Resultados del acoplamiento tensional

ACOPLAMIENTO TENSIONAL REAL				
LOCALIZACION	CARGAS PRESION + CARGAS MECÁNICAS	CARGAS PRESION + CARGAS TERMICAS	CARGAS PRESION + CARGAS PREIÓN. DIFERENCIAL	CARGAS PRESION + CARGAS ESTRATIFICACIÓN TÉRMICA
<i>Safe end</i>	+	-	+	+
<i>Blend Radius Material Base</i>	-	-	+	N/A
<i>Blend Radius Cladding</i>	-	+	+	N/A

- *Safe end*

$$S_{TOTAL} = S_{PRESION} + S_{MECANICA} - S_{TERMICA} + S_{PRES.DIFERENCIAL} + S_{ESTRAT.TERMICA} \quad (5.2)$$

- *Blend Radius (Material Base)*

$$S_{TOTAL} = S_{PRESION} - S_{MECANICA} - S_{TERMICA} + S_{PRES.DIFERENCIAL} \quad (5.3)$$

- *Blend Radius (Cladding)*

$$S_{TOTAL} = S_{PRESION} - S_{MECANICA} + S_{TERMICA} + S_{PRES.DIFERENCIAL} \quad (5.4)$$

El acoplamiento tensional real, por lo tanto, tiene en cuenta el signo con el que se combinan o acoplan las tensiones, pudiendo ser positivo o negativo. En el hipotético caso de que todas las tensiones se acoplaran positivamente, el acoplamiento real y el acoplamiento positivo coincidirían.

5.1.3.2. EVALUACIÓN Y ANÁLISIS DEL ACOPLAMIENTO TENSIONAL

Los cálculos realizados en los apartados anteriores con el fin de determinar el signo del acoplamiento tensional indican que intuitivamente el acoplamiento positivo parece conservador e inexacto por dos motivos:

- 1) El valor de tensión por la aplicación de dos cargas es menor o igual que el valor de tensión derivado del acoplamiento positivo de las mismas, esto es:

$$S_{a+b} \leq S_a + S_b$$

- 2) Algunas cargas se acoplan negativamente, es decir, sus efectos tensionales son opuestos, y por tanto su acoplamiento real debiera ser negativo.

Sin embargo analizando detenidamente estas dos afirmaciones, y evaluando los resultados tensionales obtenidos al acoplar las diferentes cargas, se pueden llegar a poner en cuestión y concluir que, en algunos casos, el acoplamiento positivo puede ser apropiado.

De acuerdo a los resultados obtenidos en el *Safe end* de la tobera de AA al acoplar la carga de presión y mecánicas (Tabla 5.1, 5.3 y 5.4) se observa que el acoplamiento es positivo (Tabla 5.7), pero el valor de tensión al actuar conjuntamente ($Sp+m = 9162$ psi) es menor del que se obtiene al realizar un acoplamiento positivo ($Sp + Sm = 12525$ psi) tal y como se realizan habitualmente en los sistemas de monitorización. Por lo tanto, cada vez que se evalúe la variación de tensión generada en este componente el resultado será mayor, es decir, se estará realizando un cálculo conservador.

Tabla 5.7. Tensiones en el *Safe end* por diferentes cargas

Localización Crítica <i>Safe end</i>			
3D (nodo 3761)	Tensión por cargas de presión (psi). Sp	Tensión por cargas mecánicas (psi). Sm	Tensión por cargas de presión y mecánicas (psi). Sp+m
		7723	4802

Este conservadurismo es mayor si las cargas se acoplan realmente de forma negativa tal y como ocurre en el *Blend Radius* (Material Base) (Tabla 5.1, 5.3 y 5.4) cuyos resultados se recogen de nuevo en la Tabla 5.8. La tensión al actuar conjuntamente ($Sp+m = 42567$ psi) es menor de la que produce la carga de presión ($Sp = 42616$), ya que el acoplamiento tensional real de estas cargas en esta localización es negativo. En este tipo de situaciones el uso del acoplamiento positivo (generalizado en los sistemas de monitorización) introduce dos conservadurismos. El primero, y como ya se ha explicado para el caso del *Safe end*, debido a que el valor de tensión al aplicar dos cargas es siempre menor o igual que el valor de tensión derivado del acoplamiento positivo de las mismas $Sp+m \leq Sp + Sm$. Y en segundo lugar, porque en este caso el acoplamiento real no es positivo, sino negativo, con lo que el error tensional que se produce es mayor. Para el caso del *Blend Radius* (Material Base) el valor de tensión al actuar conjuntamente ($Sp+m = 42567$ psi) es menor del que se obtiene al realizar un acoplamiento positivo ($Sp + Sm = 42851$ psi) tal y como se realiza habitualmente en los sistemas de monitorización

Tabla 5.8. Tensiones en el *Blend Radius* (Material Base) por diferentes cargas

Localización Crítica: <i>Blend Radius</i>			
3D (nodo 1319)	Tensión por cargas de presión (psi). Sp	Tensión por cargas mecánicas (psi). Sm	Tensión por cargas de presión y mecánicas (psi). Sp+m
		42616	235

Ante situaciones como la del *Blend Radius* (Material Base) en la que el acoplamiento real de las cargas de presión y mecánicas es negativo, parece lógico pensar en utilizar el acoplamiento

propuesto anteriormente, es decir, hacer uso del signo del acoplamiento. Sin embargo, este hecho tendría como resultado un cálculo tensional no conservador. En la Tabla 5.9 se muestran los resultados de los diferentes acoplamientos para el caso del *Blend Radius* (Material Base).

Tabla 5.9. Tensiones en el *Blend Radius* (Material Base) según el acoplamiento

Localización Crítica: <i>Blend Radius</i>			
<i>3D</i> (nodo 1319)	Tensión por cargas de presión y mecánicas (psi). $S(p+m)$	Acoplamiento propuesto (psi) S_p-S_m	Acoplamiento positivo (psi) S_p+S_m
	42567	42381	42851

Se puede observar como la tensión obtenida mediante el acoplamiento positivo ($S_p+S_m = 42851$ psi) es mayor que la tensión realmente generada ($S_{p+m} = 42567$ psi), debido al doble conservadurismo anteriormente explicado. Sin embargo la tensión obtenida mediante el acoplamiento propuesto, esto es, considerando el signo ($S_p-S_m = 42381$ psi) es menor que la tensión realmente generada ($S_{p+m} = 42567$ psi), con lo que la evaluación tensional está en el lado de la inseguridad, situación inconcebible en cualquier cálculo de integridad estructural, y en especial en componentes de centrales nucleares.

Por otro lado, la comisión reguladora americana (NRC) emitió un comunicado [72] en el que advertía de la posibilidad de que el acoplamiento positivo no sea siempre un método de evaluación tensional conservador, ya que en ocasiones las tensiones reales pueden llegar a ser mayores que las obtenidas al aplicar dicho acoplamiento positivo, y por tanto el daño a fatiga real es mayor que el que se obtendría en los cálculos si se emplea el mencionado acoplamiento positivo.

Tal como se expone en [72], parece que no es posible asegurar sin un estudio previo si las tensiones calculadas mediante el acoplamiento tensional (ya sea el acoplamiento positivo por ser el habitual o el acoplamiento real aquí propuesto), van a ser mayores o no respecto a las tensiones reales. Depende de numerosos factores como el componente de análisis, las localizaciones críticas de evaluación de dicho componente, las características de los transitorios que lo afecten, etc. Ante esta situación parece lógico recomendar realizar un análisis tensional previo para conocer qué tipo de acoplamiento refleja mejor la realidad y además de forma conservadora.

En el Capítulo 6 se muestra un estudio tensional detallado de los diferentes acoplamientos sobre un componente de una central nuclear, con el fin de extraer nuevas conclusiones.

5.1.4. TENSIONES REALES

El breve análisis comparativo entre el acoplamiento positivo y el acoplamiento real ha dejado de manifiesto que el acoplamiento positivo parece ser conservador en la mayoría de las situaciones frente al acoplamiento real aquí propuesto. Además el acoplamiento positivo no requiere de ningún análisis tensional previo sobre el modo de acoplarse las cargas, y por tanto, facilita la labor del ingeniero o calculista.

Sin embargo, las tensiones obtenidas al emplear el acoplamiento positivo o acoplamiento real difieren de las tensiones realmente existentes en el componente. Por lo tanto parece lógico tratar de analizar cuan grande es esta diferencia de tensiones (la real y la obtenida mediante ambos acoplamientos) y qué variación produce en el daño a fatiga de la localización de interés.

El conocimiento de la tensión real que se produce en cualquier componente de análisis permite en primer lugar saber el grado de conservadurismo que se introduce al aplicar el acoplamiento positivo y/o el acoplamiento real, y cómo influye en el valor final del factor de uso.

En segundo lugar, hay que tener en cuenta que el efecto ambiental aumenta el daño a fatiga considerablemente. La experiencia que se tiene en los cálculos realizados hasta ahora indica que los transitorios que tienen lugar en las centrales nucleares generan unas variaciones de deformación en las localizaciones críticas alrededor del umbral de amplitud de deformación. Por lo tanto, si se reducen los conservadurismos de evaluación y se obtienen menores tensiones, y por ende, menores deformaciones, es más probable encontrar más transitorios que generen una amplitud de deformación menor que el umbral, y consecuentemente, el efecto ambiental sería nulo, evitando un aumento del daño a fatiga por ambiente.

La importancia de conocer el conservadurismo derivado de aplicar un acoplamiento positivo y/o real de tensiones es fundamental para saber que valor de daño a fatiga se está considerando de más, y consecuentemente, qué reducción de vida se está aplicando a los diferentes componentes.

A continuación se explica el procedimiento para obtener la tensión real cuando existen diferentes cargas actuando sobre el componente de análisis.

5.1.4.1 METODOLOGÍA DE EVALUACIÓN DE LAS TENSIONES REALES

La evaluación tensional mediante sistemas de monitorización se facilita notablemente mediante la aplicación del acoplamiento tensional (positivo), ya que se analizan las cargas de forma independiente. Como ya se ha comentado, y en parte justificado, es una práctica común de los

sistemas de monitorización sumar los estados tensionales de las diferentes cargas, y como se ha visto, puede llevar a la obtención de resultados muy conservadores. El acoplamiento real requiere de cálculos adicionales y los resultados que se obtienen generan incertidumbre en cuanto al grado de conservadurismo que produce (o si bien, los resultados no son conservadores).

El parámetro de evaluación en el análisis de daño a fatiga es la Intensidad de Tensiones (*Stress Intensity* (S_{INT})) el cual es exigido por el código ASME [3]. Al emplear el acoplamiento positivo se realiza una suma directa de las diferentes intensidades de tensión de las diversas cargas existentes. Esta suma directa, lógicamente, conlleva errores ya que se aplica sobre un parámetro (*Stress Intensity* (S_{INT})) que se obtiene de la diferencia de tensiones principales, las cuales tendrán una orientación en el espacio en función de la carga que la origina. Solamente en aquellas situaciones en las que dos cargas originen tensiones cuyo plano de tensiones principales sea coincidente, la intensidad de tensiones obtenida mediante el acoplamiento positivo será igual a la realmente existente. En el resto de situaciones, la tensión obtenida aplicando el acoplamiento positivo será mayor (introduciendo conservadurismo).

El procedimiento mediante el que se obtiene la tensión real cuando actúan diferentes cargas se basa en la evolución tensional por componentes de tensión. De esta manera no se suma la intensidad de tensiones (S_{INT}) generada por cada carga, sino la suma de los componentes de tensión ($S_x, S_y, S_x, S_{xy}, S_{yz}, S_{xz}$) de cada carga, ya que estos sí tienen signo y por tanto se pueden sumar directamente sin que implique ningún error. Es decir, cada carga ($i, i=1\dots n$ siendo n el número total de cargas consideradas) generará una tensión en la localización de análisis, la cual se puede descomponer en componentes ($S_{xi}, S_{yi}, S_{xi}, S_{xyi}, S_{yzi}, S_{xzi}$). Estos componentes de tensión de cada carga se pueden sumar y obtener los componentes de tensión total ($S_{xt}, S_{yt}, S_{xt}, S_{xyt}, S_{yzt}, S_{xzt}$). A partir de estos componentes de tensión totales se obtienen las tensiones principales totales (S_1, S_2 y S_3) y con ellas la intensidad de tensiones (S_{INT}) total y real. En la Figura 5.20 se muestra un esquema de las diferencias existentes entre el procedimiento con acoplamiento positivo y con tensiones reales.

En el Capítulo 6 se realiza una evaluación comparativa del daño a fatiga ocasionado en las tres localizaciones críticas de la Tobera de AA (*Safe end, Blend Radius (Material Base)* y *Blend Radius (Cladding)*) cuando en el análisis se emplean las tensiones reales y las obtenidas mediante el acoplamiento positivo y el acoplamiento real. Todas las Funciones de Green de las localizaciones aquí estudiadas se encuentran recogidas en el Anexo III, donde se muestra con detalle el procedimiento de evaluación.

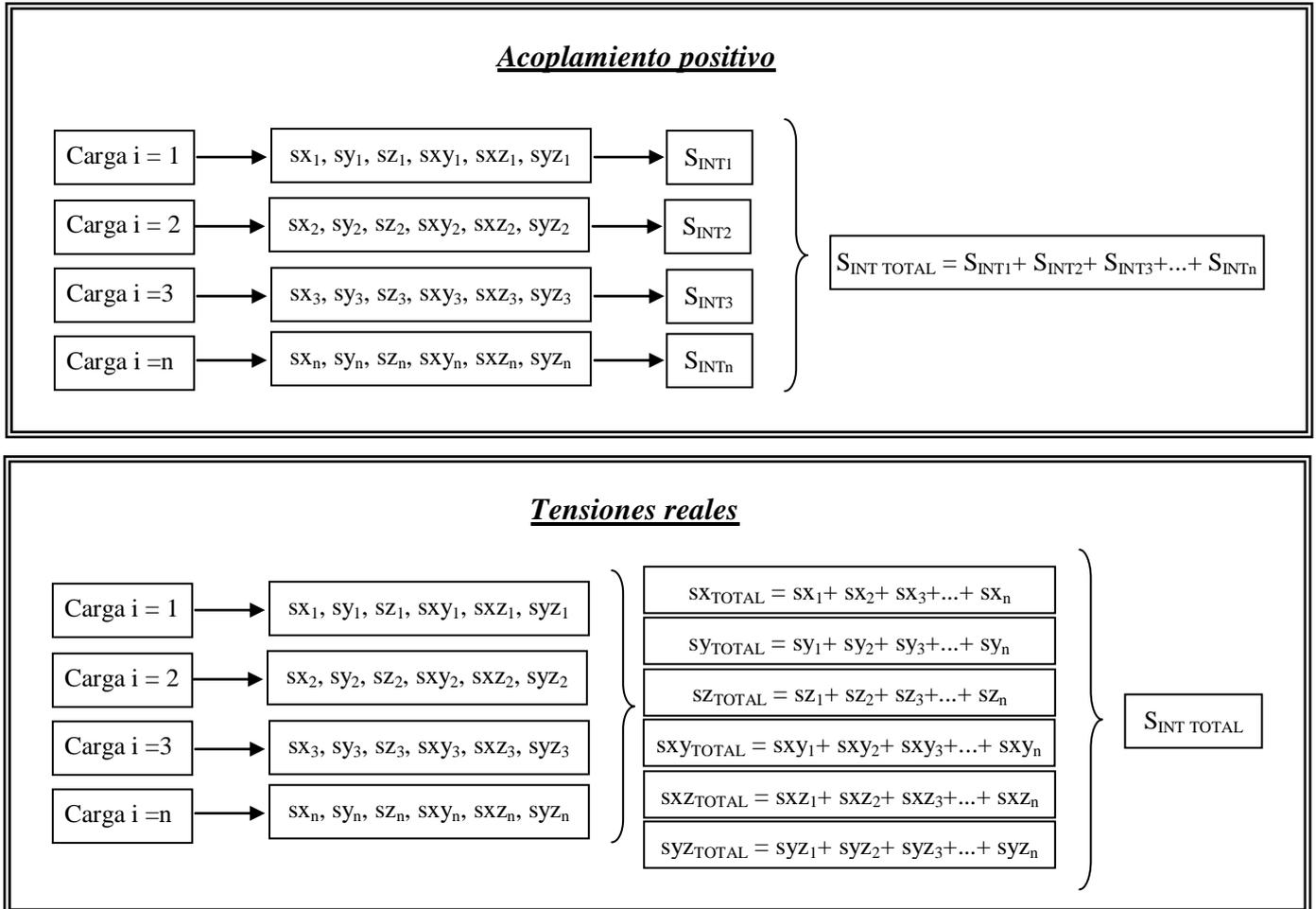


Figura 5.20. Esquema del procedimiento de evaluación de las tensiones reales y mediante acoplamiento positivo

5.2. EVALUACIÓN DE LAS FUNCIONES DE GREEN TÉRMICAS

La experiencia acumulada en los últimos años en el estudio de los sistemas de monitorización, ha puesto de manifiesto la gran influencia de las tensiones térmicas en el estado tensional final, y por tanto en el daño a fatiga de los componentes. Como ya se ha explicado en el Capítulo 3, las tensiones térmicas se obtienen a partir de las funciones de influencia o Funciones de Green, y por tanto, la correcta obtención de éstas, es una condición fundamental, entre otras, para un óptimo análisis a fatiga.

La dedicación de muchas horas de cálculo e ingeniería para evaluar la idoneidad del acoplamiento tensional y para conocer las tensiones reales a las que están sometidos los componentes, sería inútil si la base de estos cálculos (como por ejemplo las funciones de influencia o Green) es errónea. Por ello, y a raíz de una serie de discrepancias detectadas en el procedimiento de cálculo de las funciones de influencia térmicas, se expone en detalle a

continuación su modo correcto de obtención y los errores que se pueden cometer bajo ciertas circunstancias.

5.2.1 ANÁLISIS TEÓRICO DE LAS FUNCIONES DE GREEN

Las Funciones de Green (o Funciones de Influencia) que se obtienen al simular un salto de temperatura y que son empleadas para evaluar las tensiones de origen térmico pueden presentar errores en ciertas ocasiones.

Se han observado en algunas Funciones de Green ciertas oscilaciones o irregularidades que no tienen una explicación termomecánica lógica, y que parecen responder más a un error de cálculo que a una correcta respuesta tensional.

Un primer análisis de estas Funciones de Green ha llevado a la idea de que estas oscilaciones o irregularidades se deben a un cambio de estado tensional, es decir, al instante en que la tensión del componente pasa de un estado de tracción a uno de compresión (o viceversa); en otras palabras, el momento en el que la tensión alcanza el valor nulo. Este hecho se debería, de nuevo, al empleo de la Intensidad de Tensiones (*Stress Intensity* (S_{INT})) como parámetro de evaluación en el análisis de daño a fatiga [3], ya que por definición es siempre positivo. Mediante un estudio más exhaustivo se ha comprobado que el origen de estas oscilaciones se debe al procedimiento empleado por los programas de elementos finitos para obtener las tensiones principales (a partir de las cuales se obtiene la intensidad de tensiones). Estos programas resuelven una raíz cúbica para determinar las tensiones principales, identificando a S1, S2 y S3 como la mayor, el intermedio y el menor valor respectivamente, independientemente de la evolución que tengan estas tensiones. Es decir, el cambio brusco de dirección que se produce en las Funciones de Green se debe a una variación de las direcciones principales de tensión, situación que el código ASME [3] contempla obligando a fijar una dirección de las tensiones principales y seguir su evolución. Estos conceptos son explicados y tratados en detalle en el próximo punto.

Por otro lado, la forma de las Funciones de Green (y por ende de las tensiones térmicas) puede ser contraria a la que realmente tiene. De nuevo este hecho se fundamentaría en el empleo de la Intensidad de Tensiones (*Stress Intensity* (S_{INT})). En la Figura 5.21 se muestra un ejemplo donde se muestran dos Funciones de Green opuestas pero con idéntica forma si se emplea la intensidad de tensiones S_{INT} como parámetro de cálculo.

La identificación de la orientación (o signo) de las Funciones de Green se puede realizar mediante la aplicación de una precarga (ver apartado 5.1.2) de la que se conozca el signo del estado tensional que produce.

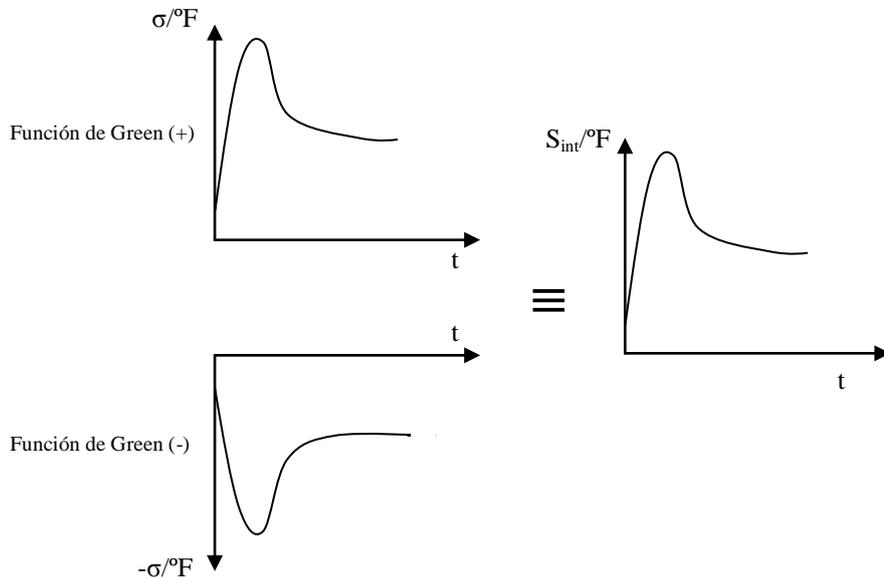


Figura 5.21. Funciones de Green opuestas con idéntica Intensidad de Tensiones ($S_{INT}/^{\circ}F$)

5.2.2. PROCEDIMIENTO PROPUESTO PARA LA OBTENCIÓN DE UNA CORRECTA FUNCIÓN DE GREEN

Una función de Green correcta es aquella en la cual no existan oscilaciones o cambios bruscos sin explicación termo-mecánica alguna, y tiene además una correcta orientación. A continuación se describen las diferentes acciones que definen un procedimiento correcto para la obtención de una función de Green correcta.

5.2.2.1. ELIMINACIÓN DE CAMBIOS BRUSCOS U OSCILACIONES EN LAS FUNCIONES DE GREEN

Un posible error derivado del empleo de la Intensidad de Tensiones (S_{INT}) son las irregularidades que pueden aparecer en las Funciones de Green cuando las tensiones principales (S_1 , S_2 y S_3) se cruzan.

En la Figura 5.21 se ha mostrado un ejemplo de una forma de función de Green muy habitual ante una variación térmica ($T^a_{inicial} - T^a_{final}$). En ella se observa como la tensión varía entre dos valores de tensión correspondientes a los estados tensionales a las temperaturas $T^a_{inicial}$ y T^a_{final} .

Entre estos dos estados tensionales se produce una variación de tensión brusca vinculada al *shock* térmico al que se ha sometido al componente. Cualquier otra variación u oscilación tensional debe, a priori, ser sospechosa de un error de cálculo, el cual se ha de confirmar analizando las tensiones principales.

Estas oscilaciones se deben a que a la hora de realizar el cálculo se emplean programas de elementos finitos que resuelven la raíz cúbica de tensiones principales, pero sin fijar una dirección de las mismas, tal como exige el código ASME [3].

En la Figura 5.22 se muestran las tensiones principales que produce una variación térmica en una localización de interés (*Corner*) en el componente de la Te de unión RRCC/LPCI (ver Anexo I). Se puede apreciar como existiría un cruce entre las tensiones principales S1 y S2 en los primeros instantes ($t \approx 200$ seg.). Sin embargo los programas de elementos finitos definen a la tensión principal S1 como la mayor de ellas y por tanto impiden el cruce entre las tensiones principales (en este ejemplo S1 y S2). Este hecho se corresponde, en ese instante, con un cambio de dirección de las tensiones principales en contra de las directrices del código ASME [3].

En la Figura 5.23 se representan las tensiones principales generadas en esta localización evitando el cambio de dirección de las tensiones principales, esto es, permitiendo el cruce entre ellas.

En la Figura 5.24 se comparan las funciones de Green que se obtienen fijando la dirección de las tensiones principales (Figura 5.23) y sin fijar (Figura 5.22), esto es, mediante la corrección aquí planteada frente a la calculada convencionalmente por los programas de elementos finitos.

Las Funciones de Green expresadas en intensidad de tensiones (S_{INT}) se calculan a partir de la diferencia de tensiones principales, seleccionando aquella que tenga mayor amplitud tensional. Si se realiza un análisis minucioso de la Función de Green obtenida al fijar la dirección de las tensiones principales (Figura 5.24) se observa como esta deriva de la diferencia entre la tensión principal S1' y S2' mostradas en la Figura 5.23. La tensión S2' es prácticamente cero a lo largo del tiempo, y eso hace que la Función de Green obtenida como diferencia (S1' - S2') tenga una forma idéntica a la tensión S1'. Se ha verificado mediante un análisis tensional sobre diferentes transitorios, que esta Función de Green produce la mayor fatiga ya que tiene una amplitud tensional ligeramente mayor que la que se obtendría como diferencia de (S3' - S2'), y que tendría una forma similar a la tensión S3'.

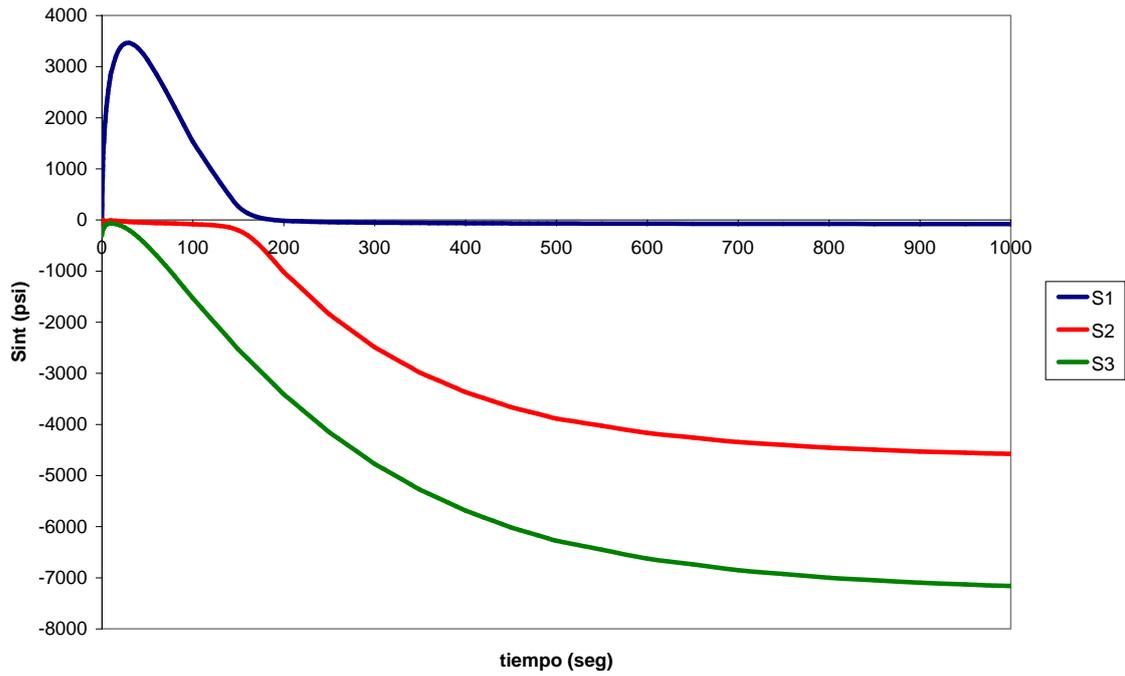


Figura 5.22. Tensiones principales ($\Delta T = -100^\circ F$). Localización: Corner

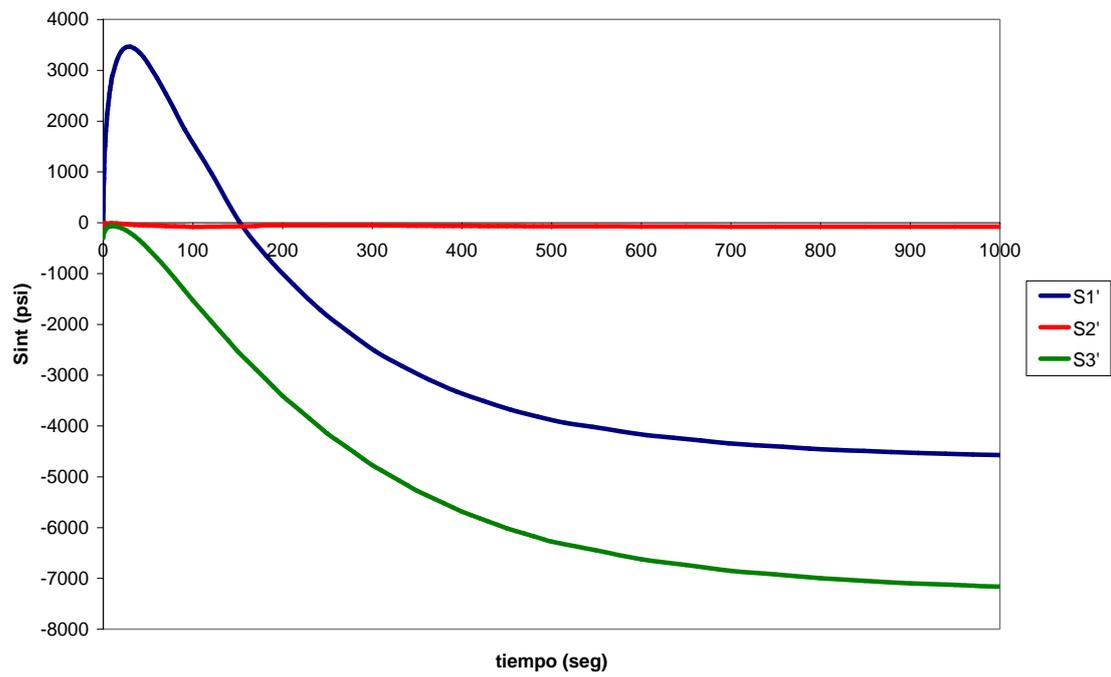


Figura 5.23. Tensiones principales corregidas ($\Delta T = -100^\circ F$). Localización: Corner

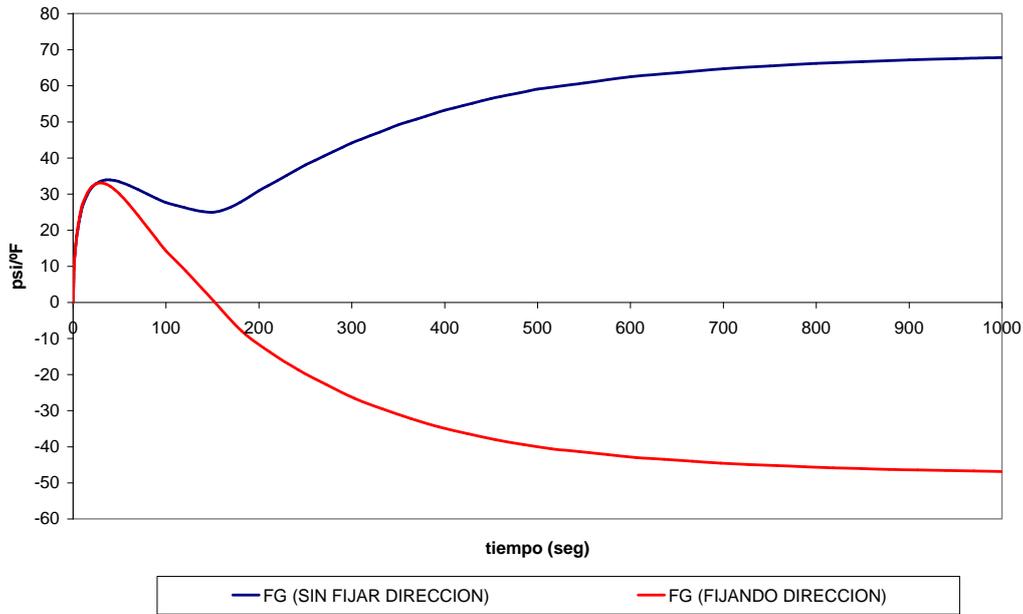


Figura 5.24. Funciones de Green: “sin fijar dirección” vs. “fijando dirección (corregida)”

En el apartado 5.2.1 se hacía mención a la idea de que estas oscilaciones o irregularidades podían ser debidas a un cambio de estado tensional, es decir, al instante en que el la tensión del componente pasa de un estado de tracción a uno de compresión (o viceversa); en otras palabras, el momento en el que la tensión alcanza el valor nulo (Figura 5.25). Este hecho sería consecuencia del empleo de la Intensidad de Tensiones (*Stress Intensity* (S_{INT})) como parámetro de evaluación en el análisis de daño a fatiga [3], ya que por definición es siempre positivo.

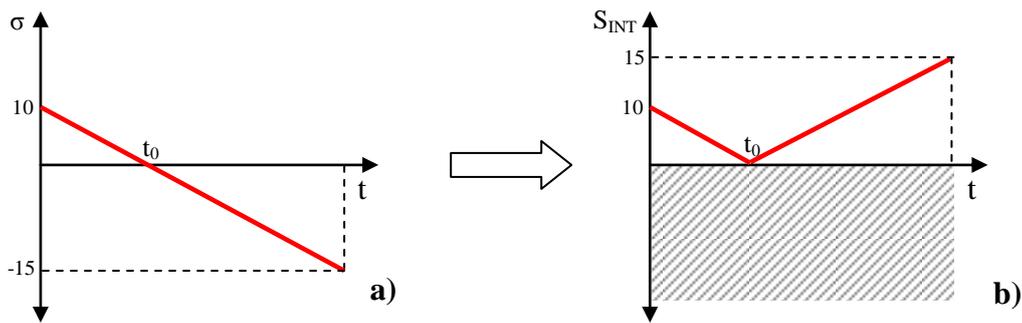


Figura 5.25. Transición tracción-compresión con S_{INT}

Se han realizado diferentes estudios sobre este efecto que ocasionaba un “rebote” u oscilación en la función de Green, planteándose inicialmente el empleo de la “precarga” como solución. Para entender cómo actuaría una precarga para evitar estas oscilaciones, se va a suponer una variación tensional originada por un salto térmico (Figura 5.26). En la Figura 5.27 se observa esta misma tensión siendo el parámetro de medida la Intensidad de Tensiones (S_{INT}), donde se aprecia una oscilación que no se corresponde con la realidad tensional.

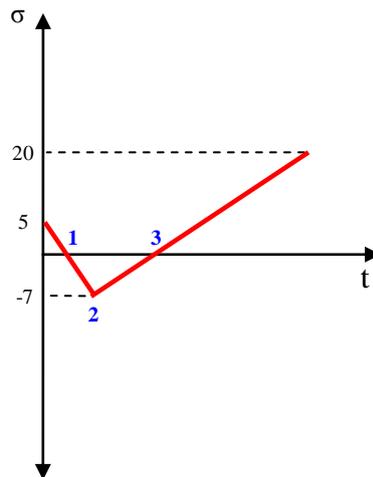


Figura 5.26. Tensión ante un hipotético salto térmico

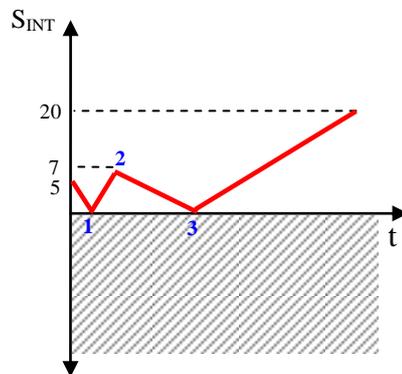


Figura 5.27. Intensidad de Tensiones ante un hipotético salto térmico

En la Figura 5.28 se muestra el resultado (S_{INT}) esperado al emplear la precarga, donde se ha considerado que ésta genera en la localización de análisis un estado tensional de 40 psi. El estado tensional inicial que genera la precarga alejaría la tensión del valor nulo, y por tanto, de la posibilidad de que se produzca una oscilación en la función de la tensión.

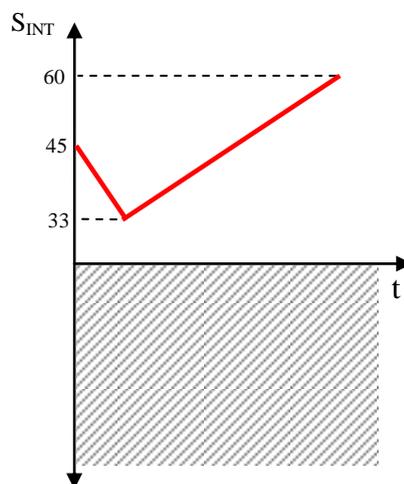


Figura 5.28. Intensidad de Tensiones (S_{INT}) ante un hipotético salto térmico con precarga

Efectivamente, la precarga puede evitar el “rebote” u oscilación tensional de la función de Green, pero no por alejar el estado tensional del valor nulo y evitar el cruce tracción-compresión. La desaparición de la irregularidad en la tensión se debía a que la precarga generaba una variación constante del estado tensional que afecta de manera diferente al valor absoluto de las tensiones principales, pero no a su forma general, ya que la precarga es en todo momento constante. De este modo, la precarga podía alejar las tensiones principales entre sí, de modo que en ningún momento se produjera un cruce entre ellas.

En la Figura 5.29 se comparan las Funciones de Green obtenidas fijando la dirección de las tensiones principales tal como indica el código ASME (Figura 5.20) y mediante el empleo de la precarga. Se observa como la forma general entre ambas es similar y no presentan oscilaciones o rebotes, aunque no coinciden totalmente. Este hecho desaconseja el empleo de la precarga para obtener la Función de Green, aunque su aplicación puede ofrecer de modo rápido la forma aproximada de la Función de Green.

Como ya se ha explicado anteriormente, el rebote que presentan algunas funciones de influencia se debe a la variación de la dirección de las tensiones principales cuando se produce un cruce entre estas. La precarga puede evitar esta oscilación, pero se debe a un factor “fortuito”, ya que a priori no se conoce como afecta la precarga al estado tensional del componente, y por tanto, si esta es capaz de alejar las tensiones principales lo suficiente para evitar su cruce. Existen precargas que logran evitar este “rebote” y otras que sin embargo, lo acentúan.

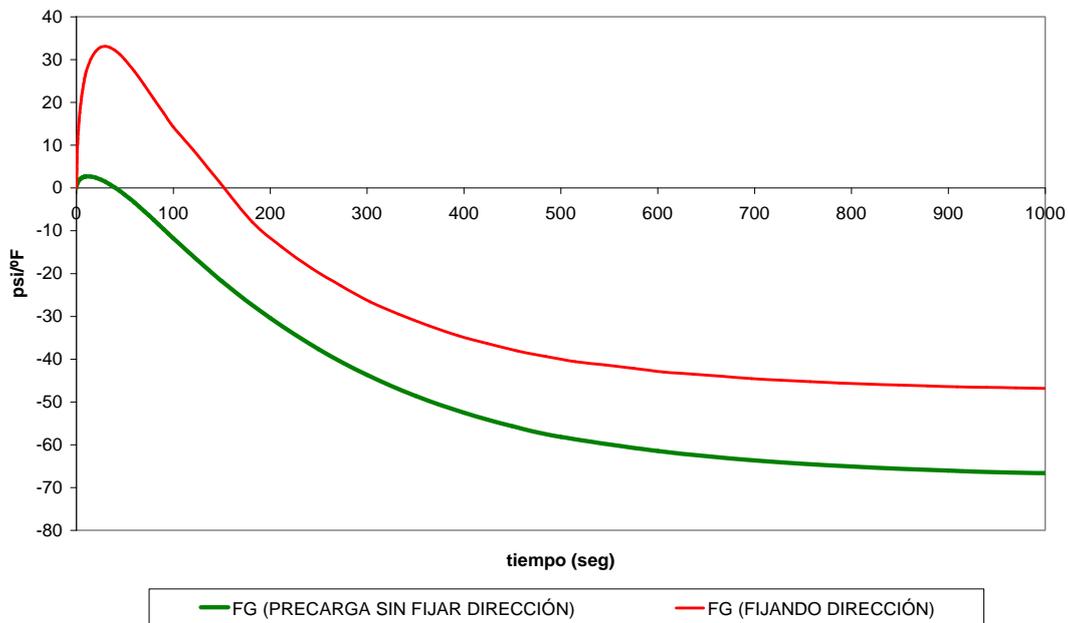


Figura 5.29. Funciones de Green: “sin fijar dirección con precarga” vs. “fijando dirección (corregida)”

En conclusión, la oscilación tensional de algunas funciones de Green se debe al hecho de no fijar inicialmente la dirección de las tensiones principales. Los programas de cálculo de elementos finitos no fijan la dirección de las tensiones principales, de tal modo que cuando dos tensiones principales se cruzan, la dirección del tensor de tensiones de éstas se modifica evitando el cruce. La precarga puede en ocasiones ofrecer una solución rápida de la forma correcta de las funciones de Green, pero el procedimiento correcto es analizar las tensiones principales y fijar una dirección de las mismas en caso de detectar un cambio de ésta.

Hay que señalar que estos rebotes u oscilaciones de las funciones de influencia, solamente aparecen cuando se trabaja directamente con la intensidad de tensiones (S_{INT}), ya que los valores de las funciones se determinan directamente mediante los programas de elementos finitos, los cuales se ha comprobado no fijan la dirección de las tensiones principales, y por tanto, en algunos casos, pueden generar este tipo de oscilaciones. Este hecho de trabajar directamente con la intensidad de tensiones (S_{INT}), solo ocurre en el caso de emplear el acoplamiento positivo y acoplamiento real. En el caso de calcular las tensiones reales aplicando el procedimiento descrito en el apartado 5.1.4.1, no se trabaja con una única Función de Green de intensidad de tensiones (S_{INT}), sino que se emplean seis funciones de Green correspondientes a las seis componentes de tensión (S_X , S_Y , S_Z , S_{XY} , S_{YZ} , S_{XZ}). Estas funciones de Green también son evaluadas mediante programas de elementos finitos, pero en este caso no existe problema de rebotes u oscilaciones en su obtención. Al no trabajar con la intensidad de tensiones (S_{INT}) en las funciones de influencia, se elude el cálculo de las tensiones principales (S_1 , S_2 y S_3), y por tanto se evita el posible error al no fijar la dirección de las mismas. Posteriormente, y una vez sumadas todas las componentes de tensión de cada carga y obtenidas las componentes de tensión total (S_{XT} , S_{YT} , S_{ZT} , S_{XYT} , S_{YZT} , S_{XZT}) el ingeniero o calculista deberá tener especial atención a la hora de calcular las tensiones principales totales (S_1 , S_2 y S_3), fijando la dirección de éstas, para obtener la intensidad de tensiones (S_{INT}).

5.2.2.2. TRASLACIÓN AL ORIGEN DE LAS FUNCIONES DE GREEN

El valor inicial de las Funciones de Green, salvo muy raras excepciones, no es nulo. En función de la temperatura inicial el estado tensional varía. Al producir una variación térmica, la tensión varía del estado tensional a la temperatura inicial a otro correspondiente a la temperatura final. Por lo tanto, en función de la temperatura inicial del salto térmico empleado en el cálculo de la función de Green se producirá una tensión inicial en la localización de análisis.

Este valor de tensión inicial quedará reflejado en la función de Green, provocando saltos de tensión bruscos iniciales al realizar la evaluación tensional. En la Figura 5.30 se muestra un ejemplo de una variación tensional ante un hipotético salto térmico, i.e. $\Delta T=10^\circ\text{F}$

($T_0=170^\circ\text{F}\rightarrow T_F=180^\circ\text{F}$), y la Función de Green que se deriva de esta variación tensional térmica. El estado tensional a 170°F para esta localización es de 200 psi, mientras que a 180°F le corresponde 550 psi. El valor inicial en la Función de Green ($FG_0=20$ psi/ $^\circ\text{F}$) provocaría saltos bruscos de tensión proporcionales a su módulo, que no se corresponden con la variación tensional real. Para evitar estos saltos bruscos de tensión se propone trasladar al origen la Función de Green.

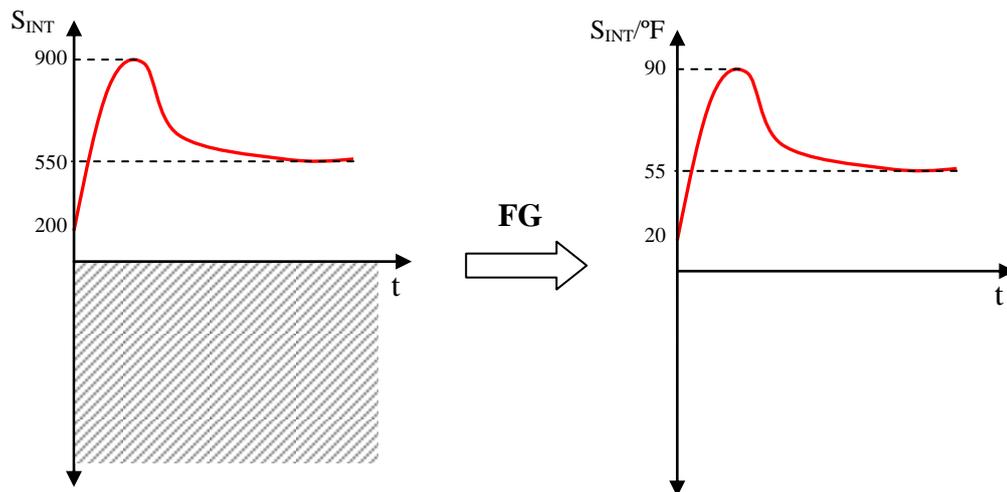


Figura 5.30. Variación tensional y su Función de Green ante un hipotético salto térmico

El estado tensional inicial depende de la temperatura inicial. Existe una temperatura de referencia (T_{REF}), que generalmente es la temperatura ambiental, para la cual las tensiones térmicas son nulas, es decir, el componente se encuentra relajado térmicamente. Al variar la temperatura el componente es cargado térmicamente y aparecen tensiones térmicas. En consecuencia, cada temperatura, es decir, cada carga térmica, genera unas tensiones térmicas. Este es el origen del valor inicial de tensión de las funciones de Green (FG_0). Por lo tanto, hay que reseñar que este estado tensional inicial es arbitrario, y depende de la temperatura inicial (T_0) de la variación térmica (ΔT) que se emplea en el cálculo de la Función de Green. En el ejemplo de la Figura 5.30 la temperatura inicial (T_0) es de 170°F , y genera un estado tensional inicial (S_0) de 200 psi. Si el salto térmico se hubiera realizado a partir de una temperatura inicial (T_0) de 180°F , el estado tensional inicial (S_0) sería de 550 psi, ya que éste es el estado tensional (*steady state*) que se produce en este componente asociado a esa temperatura.

La aplicación de una Función de Green (térmica) sin una traslación al origen produce saltos de tensión artificiales, cuya amplitud además depende de la temperatura inicial con la que se ha calculado dicha Función de Green. En consecuencia, diferentes valores de temperatura inicial (T_0) en el cálculo de la Función de Green producen diferentes valores iniciales de tensión de la Función de Green (FG_0). Únicamente si se selecciona la temperatura de referencia (T_{REF}) como

temperatura inicial (T_0) en el cálculo de la Función de Green, el valor inicial (FG_0) de esta sería nulo.

Por un lado se observa la arbitrariedad del valor inicial de la Función de Green (FG_0), pero además su aplicación es errónea, ya que los saltos de tensión artificiales que va a producir el valor FG_0 se aplicarán independientemente de la temperatura en la que se encuentre en ese instante el componente de análisis. Se da la paradoja, que incluso si la temperatura del componente en un momento dado coincide con la temperatura inicial (T_0) de la variación térmica (ΔT) que se ha empleado en el cálculo de la Función de Green, el salto de tensión artificial también se va a producir. Este hecho demuestra el error de aplicación del valor inicial de las funciones de Green. Por lo tanto una correcta Función de Green deberá partir de un valor nulo de tensión.

En la Figura 5.31 se muestra un ejemplo de las tensiones térmicas calculadas en el Safe end de la Tobera de AA (ver Anexo I) durante una Reducción de Potencia (Figura II.3 Anexo II) empleando la misma Función de Green con y sin valor inicial de tensión (FG_0), que para esta localización es $FG_0=34.96$ psi/°F. Se observa como ante variaciones lineales de temperatura la variación tensional es mucho más acentuada al emplear una Función de Green con valor inicial de tensión.

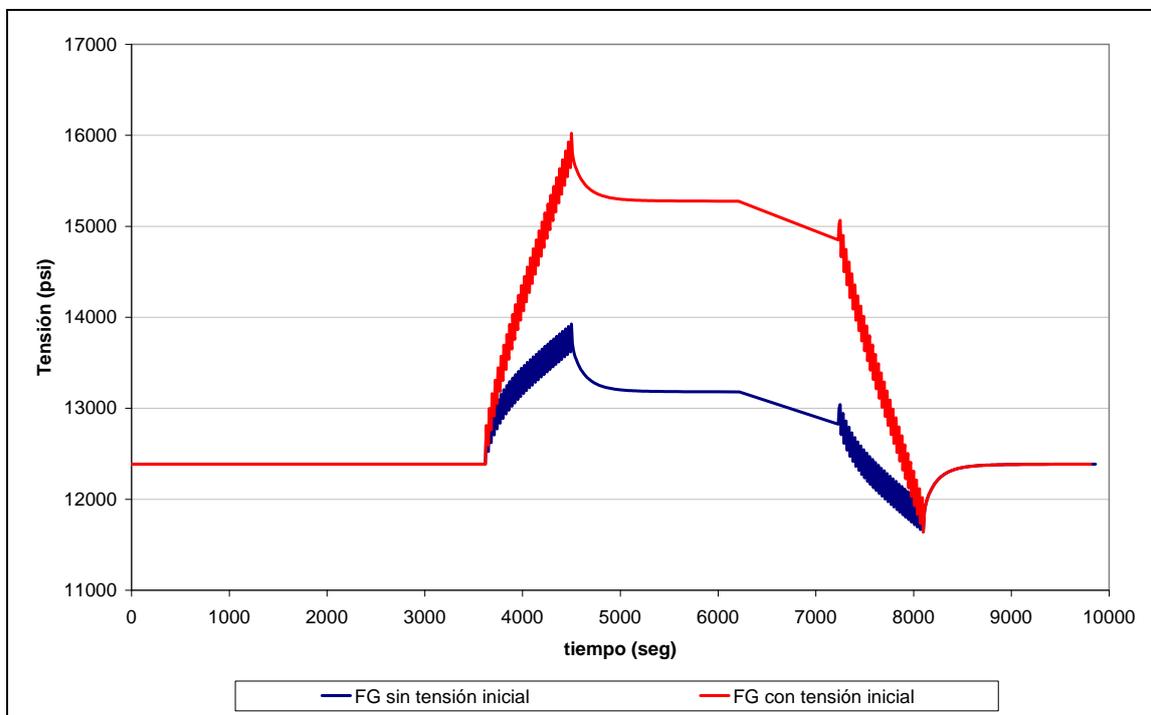


Figura 5.31. Tensiones producidas durante la Reducción diaria al 75% de Potencia de diseño en el SE

5.2.2.3. ORIENTACIÓN O SIGNO DE LA FUNCION DE GREEN

Este punto se ha explicado en el apartado 5.1.2.2 donde se detalla el procedimiento establecido para conocer el signo u orientación de las Funciones de Green.

Como ya ocurriera con el estudio del “rebote” de las Funciones de Green, esta hipotética dificultad a la hora de conocer la orientación de las funciones de influencia, solamente aparece cuando se trabaja con la intensidad de tensiones (S_{INT}) ya que por definición es siempre positiva. Por lo tanto, este hecho solo tiene lugar en el caso de emplear el acoplamiento positivo y acoplamiento real. Si se calculan las tensiones reales aplicando el procedimiento descrito en el apartado 5.1.4.1, no se trabaja con una única Función de Green de intensidad de tensiones (S_{INT}), sino que se emplean seis funciones de Green correspondientes a las seis componentes de tensión ($S_X, S_Y, S_Z, S_{XY}, S_{YZ}, S_{XZ}$) y cuyo signo sí es conocido.

No obstante, el cálculo de las tensiones reales mediante el empleo de las seis componentes de tensión, también requiere fijar la dirección de tensiones principales para evitar igualmente cualquier irregularidad asociada a este hecho, si bien se ha de hacer únicamente en el último paso, que es el cálculo final de la intensidad de tensión S_{INT} total (según la Figura 5.18).

5.2.3. APLICACIÓN PRÁCTICA: OBTENCIÓN CORRECTA DE LAS FUNCIONES DE GREEN

Una evaluación tensional óptima ha de basarse en Funciones de Green correctas. Las Funciones de Green se obtienen de tensiones definidas en el apartado 5.1.2 como TIPO II, perteneciendo a este grupo, en los casos aquí tratados, la tensión térmica y la tensión por estratificación térmica.

Las Funciones de Green obtenidas ante un salto térmico pueden presentar errores debidos principalmente a tres causas:

- 1) Oscilaciones tensionales sin explicación termo-mecánica.
- 2) Variación de tensión inicial ante cualquier variación térmica.
- 3) Orientación

De acuerdo a estos posibles errores, la metodología que aquí se propone para evitarlos es fijar una dirección de tensiones principales (elimina las oscilaciones erróneas), traslación al origen de la Función de Green (evitando variaciones tensionales iniciales irreales) y comprobación de la orientación correcta de la misma.

5. Metodología propuesta para la evaluación tensional mediante sistemas de monitorización

La evaluación de las oscilaciones o irregularidades de las funciones de Green se va a realizar sobre una de las localizaciones críticas de la Té de unión RRCC/LPCI, el *corner*, ya que se han detectado dichas irregularidades en algunas de sus Funciones de Green.

En análisis del efecto de la tensión inicial de las Funciones de Green se efectuará sobre la segunda de las localizaciones críticas consideradas en la Té de unión RRCC/LPCI, el *side*, y sobre una localización crítica de la Tobera de AA, el *Safe end*. Estas dos localizaciones permitirán evaluar el efecto de este valor de tensión inicial, ya que el *side* presenta en sus Funciones de Green un valor de tensión inicial pequeño, mientras que el *Safe end* tiene un valor inicial de tensión mucho mayor.

Todas las Funciones de Green de los componentes aquí estudiados se encuentran recogidas en el Anexo III, donde se muestra con detalle el procedimiento de evaluación.

En el Capítulo 6 se realiza un análisis detallado para analizar el efecto de los posibles errores arriba indicados.

6. ANALISIS COMPARATIVO DE LAS METODOLOGÍAS DE EVALUACIÓN TENSIONAL

En el Capítulo 5 se ha explicado la teoría del acoplamiento tensional y de tres metodologías para la evaluación de tensiones mediante sistemas de monitorización, que son las siguientes:

- Acoplamiento tensional positivo
- Acoplamiento tensional real
- Evaluación tensional real

En este capítulo se pretende comparar la evaluación mediante el acoplamiento tensional positivo (actualmente el utilizado en sistemas de monitorización) con el acoplamiento tensional real, una vez evaluado el modo de combinarse las cargas. Ambos métodos serán confrontados con la metodología aquí propuesta, esto es, la evaluación tensional real que existe en los componentes. De este modo se pretende conocer cuán exacta son las metodologías basadas en el acoplamiento (positivo o real) de las intensidades de tensión de las diferentes cargas, y el grado de conservadurismo (o no) que introducen.

En el capítulo anterior también se han comentado los posibles errores que algunas funciones de Green (o influencia) pueden presentar. Estas funciones son la base de los cálculos de algunos tipos de tensiones, y por tanto las imprecisiones de éstas, provocan errores en la evaluación tensional de los componentes analizados, y en consecuencia, en el valor final de su daño a fatiga.

Los posibles errores que pueden presentar las funciones de Green se resumen principalmente en tres, y son:

- Cambio de la dirección de las tensiones principales (efecto rebote) durante el cálculo de las funciones
- No traslación al origen del estado de tensión inicial
- Orientación (o signo) de las funciones

El problema de la orientación se tratará dentro del análisis dedicado al acoplamiento tensional. Los otros dos errores serán evaluados dentro de un análisis detallado en el que se pretende conocer la influencia que tienen en el estado tensional final los posibles fallos cometidos en el cálculo de las funciones de Green.

6.1. DAÑO A FATIGA SEGÚN LA FUNCIÓN DE GREEN ANTE UN CASO PRÁCTICO

La variación tensional en un componente ante una determinada carga depende, entre otros, de la forma de las funciones de Green que tienen las tensiones definidas en el apartado 3.4 como TIPO II (i.e. tensiones térmicas), y en consecuencia, la correcta evaluación de estas funciones es determinante para un óptimo análisis tensional.

6.1.1. EFECTO DEL CAMBIO DE DIRECCION DE LAS TENSIONES PRINCIPALES EN LA OBTENCIÓN DE LAS FUNCIONES DE GREEN

Las irregularidades o “rebotes” que presentan algunas funciones de influencia se deben a la variación de la dirección de las tensiones principales al realizar el cálculo mediante programas de elementos finitos. En el Capítulo 5 se explica detalladamente las razones que producen estas oscilaciones y el procedimiento planteado para la correcta obtención de las funciones de Green.

6.1.1.1. COMPONENTE DE ANÁLISIS

El estudio se realiza sobre los transitorios que afectan a la Té del LPCI/RRCC, en la localización crítica de la unión (*corner*), ya que éste es un componente en el que se ha observado un cambio de dirección de las tensiones principales en el cálculo de la función de Green.

6.1.1.2. FUNCIONES DE GREEN EMPLEADAS

La evaluación tensional se realiza empleando las Funciones de Green mostradas en el apartado 5.3.4 de este trabajo. El procedimiento de cálculo detallado de éstas se recoge en el Anexo III del Capítulo 5.

6.1.1.3. TRANSITORIOS EVALUADOS

Los transitorios de diseño que se evalúan y que afectan a este componente se encuentran definidos en el Anexo II del Capítulo 5.

Además se evaluará el daño a fatiga de los transitorios reales ocurridos en el periodo 2003-2009 en la CNSMG.

6.1.1.4. EVALUACIÓN TENSIONAL

En el análisis se pretende comparar el daño a fatiga de la localización del *corner* de la té de unión LPCI/RRCC, cuando las funciones de Green térmicas se obtienen fijando la dirección de las tensiones principales y sin fijar. En la evaluación tensional realizada se ha considerado el acoplamiento tensional positivo (el más extendido actualmente), siendo las funciones de transferencia de las tensiones de presión y mecánicas iguales para ambos casos. Por lo tanto los distintos estados tensionales que puedan existir para esta localización dependerán únicamente de las diferencias de funciones de Green de origen térmico.

6.1.1.4.1. Evaluación de los Transitorios de Diseño

En la Figura 6.1 a Figura 6.10 se muestran las tensiones en el *corner* para las dos formas de cálculo de las funciones de Green durante los transitorios de diseño que afectan a este componente.

El apartado 6.1.1.6 se dedica al análisis detallado y discusión de los estados tensionales obtenidos para ambos casos.

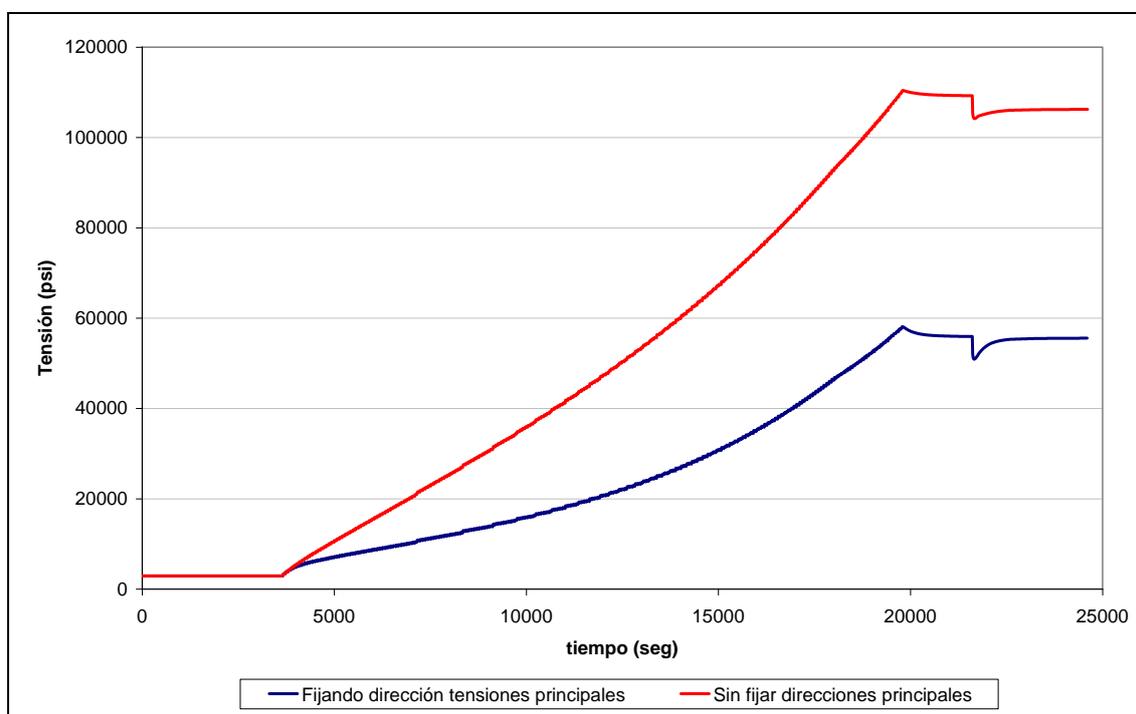


Figura 6.1. Tensiones producidas durante el Arranque de diseño en el *corner*

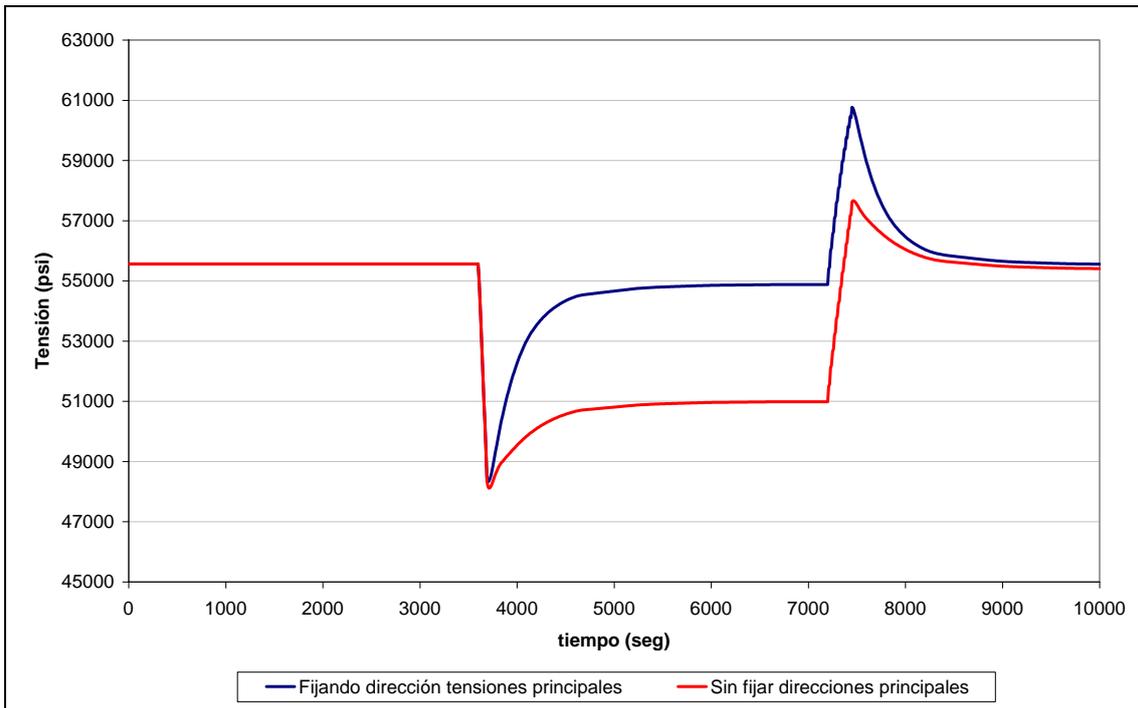


Figura 6.2. Tensiones producidas durante la Pérdida de Calentadores de diseño en el corner

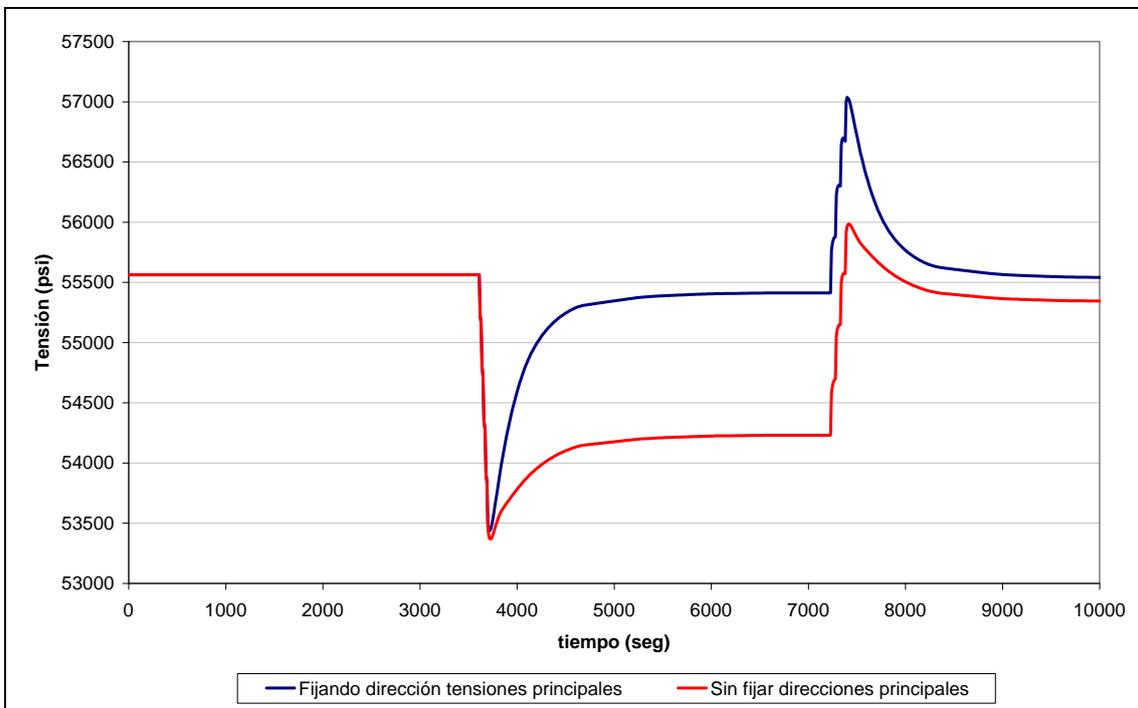


Figura 6.3. Tensiones producidas durante la Pérdida Parcial de Calentadores de diseño en el corner

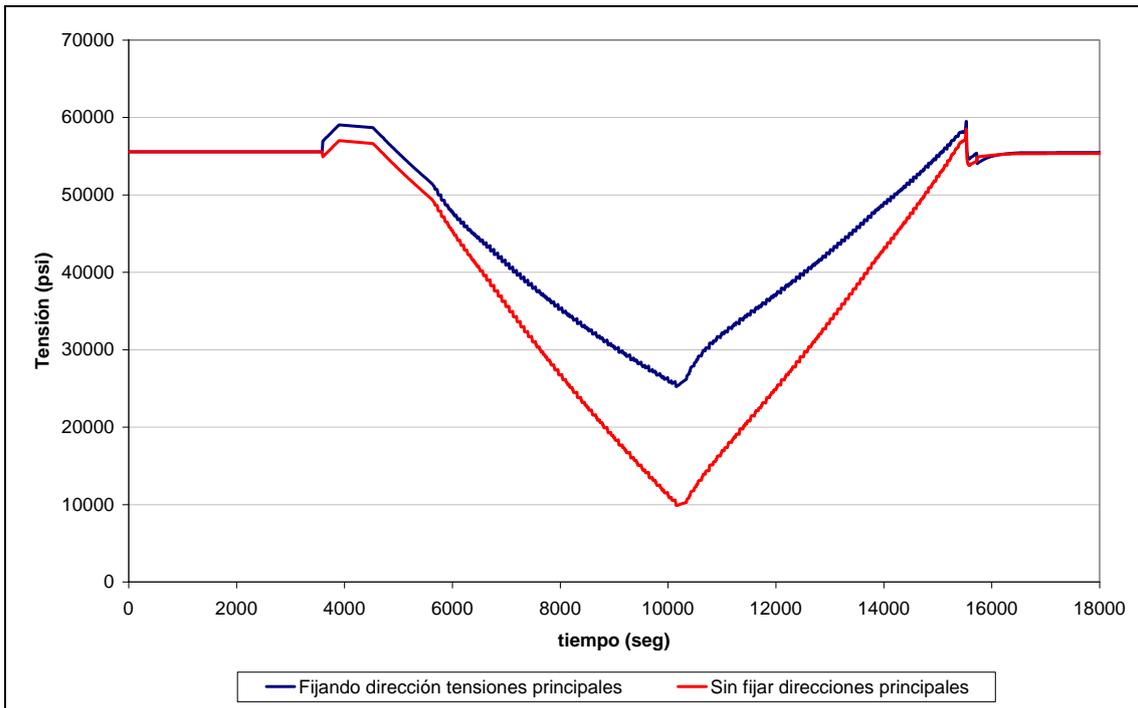


Figura 6.4. Tensiones producidas durante el Scram por Disparo de Turbina de diseño en el corner

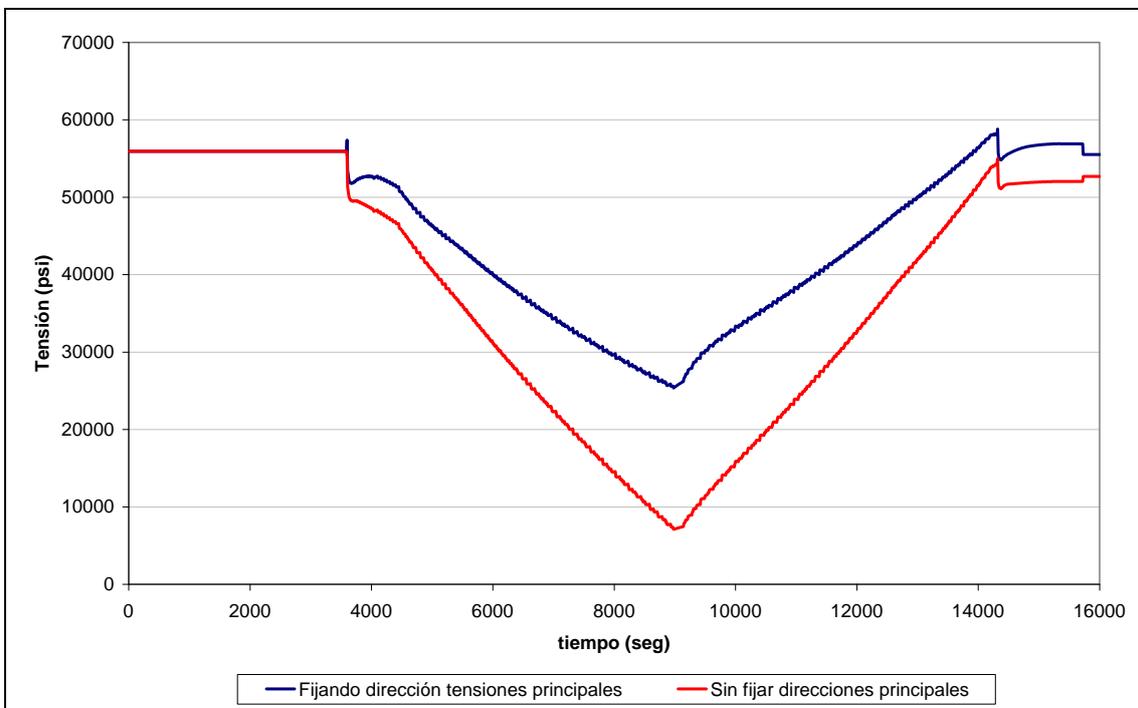


Figura 6.5. Tensiones producidas durante el Scram-2 de diseño en el corner

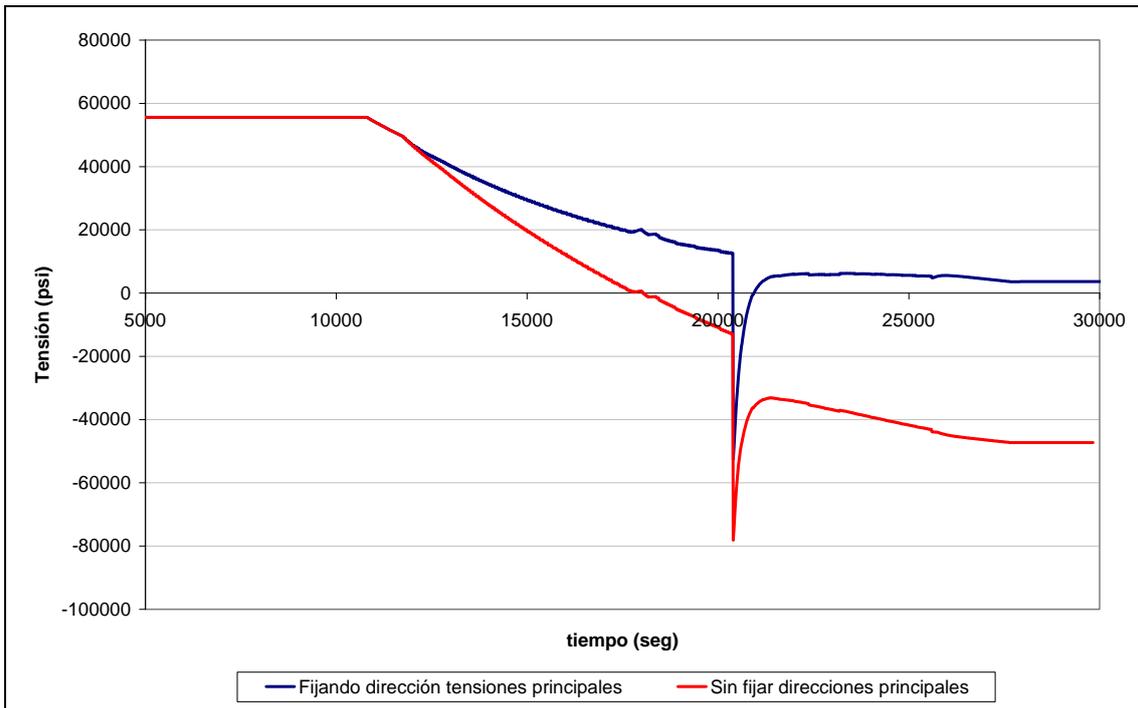


Figura 6.6. Tensiones producidas durante la Parada de diseño en el corner

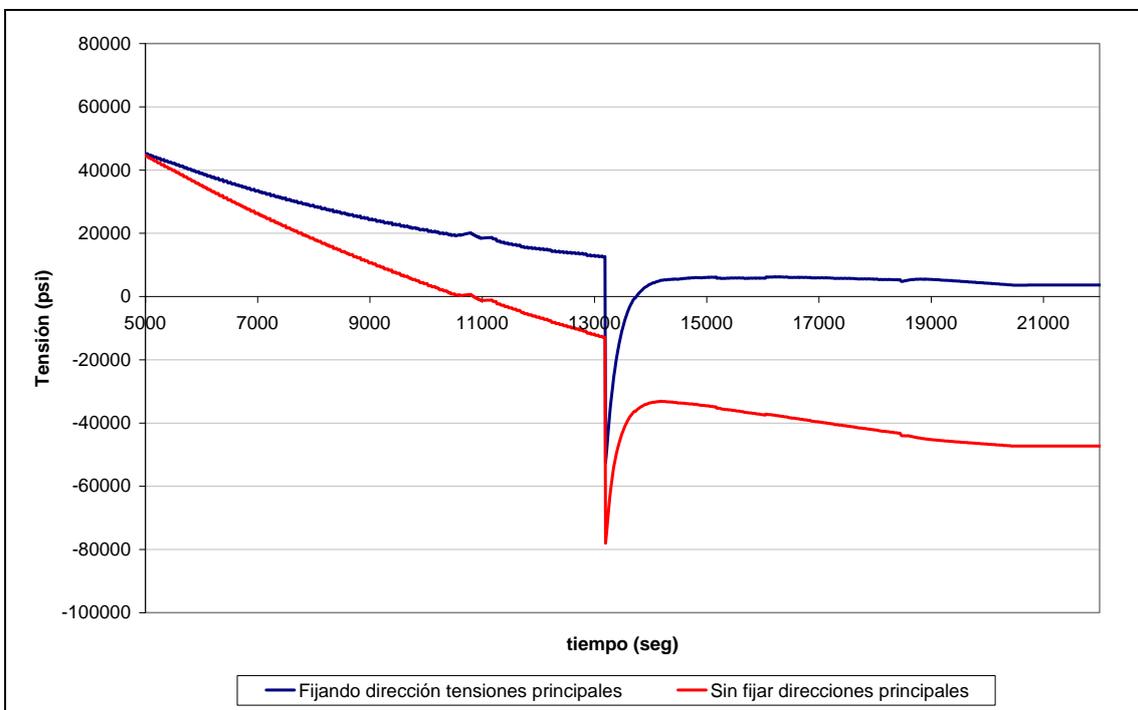


Figura 6.7. Tensiones producidas durante el Blowdown de diseño en el corner

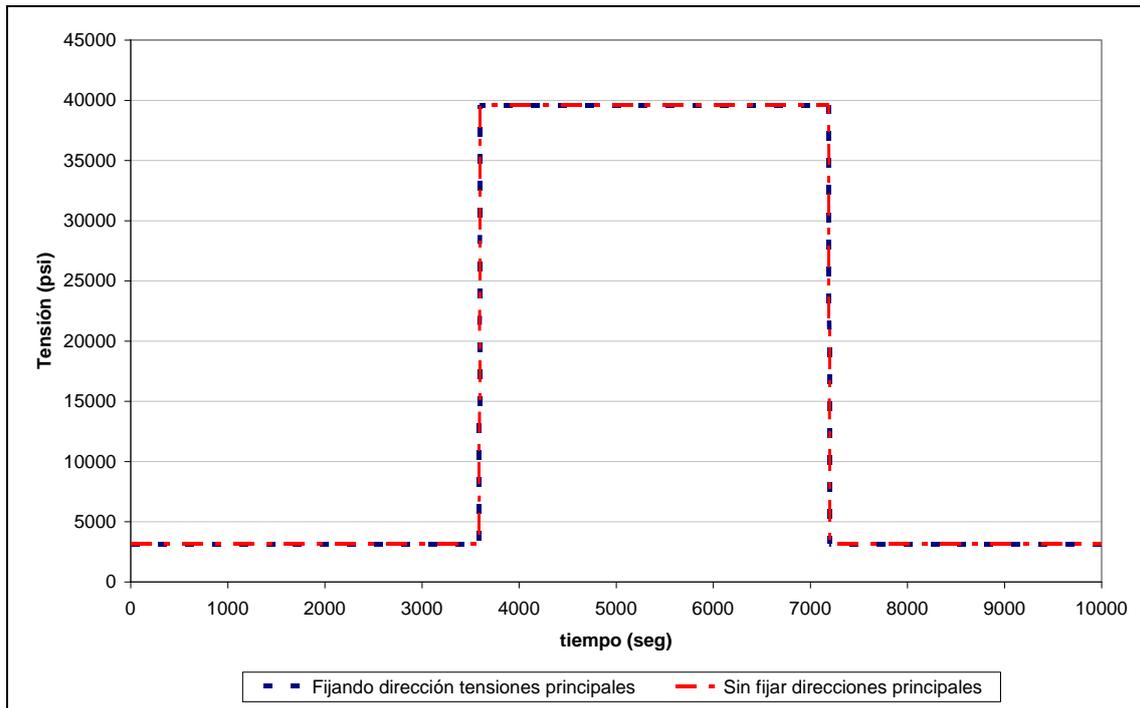


Figura 6.8. Tensiones producidas durante la Prueba Hidrostática de diseño en el corner

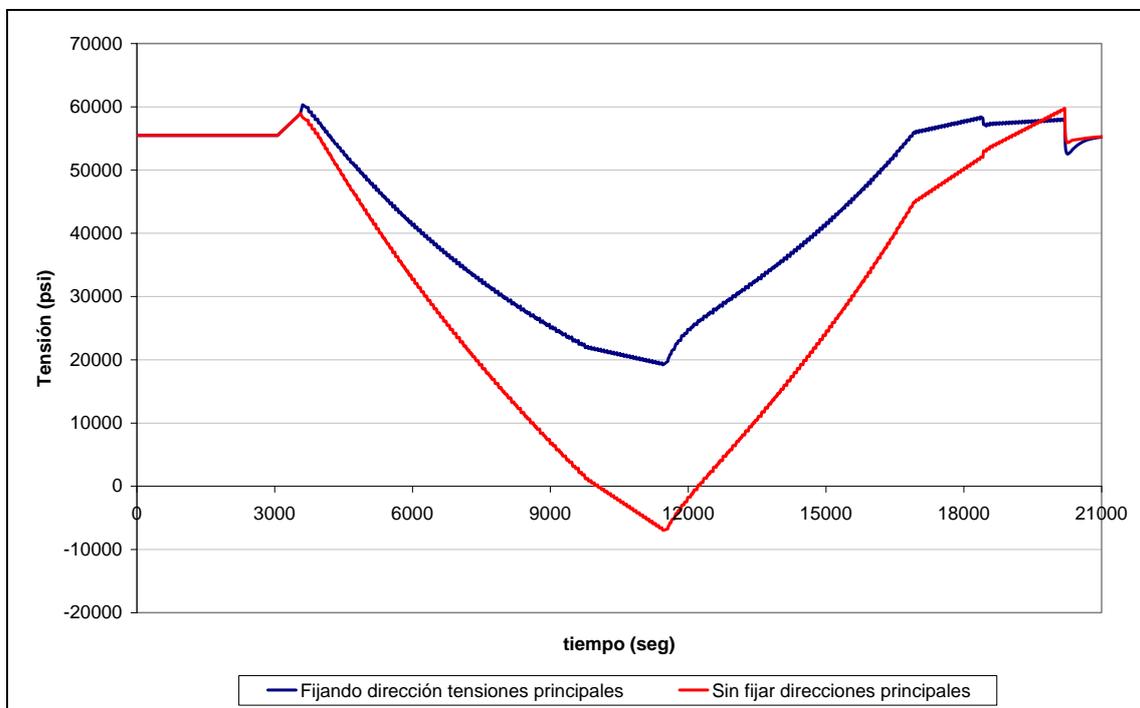


Figura 6.9. Tensiones producidas durante la Pérdida de Bombas de AA de diseño en el corner

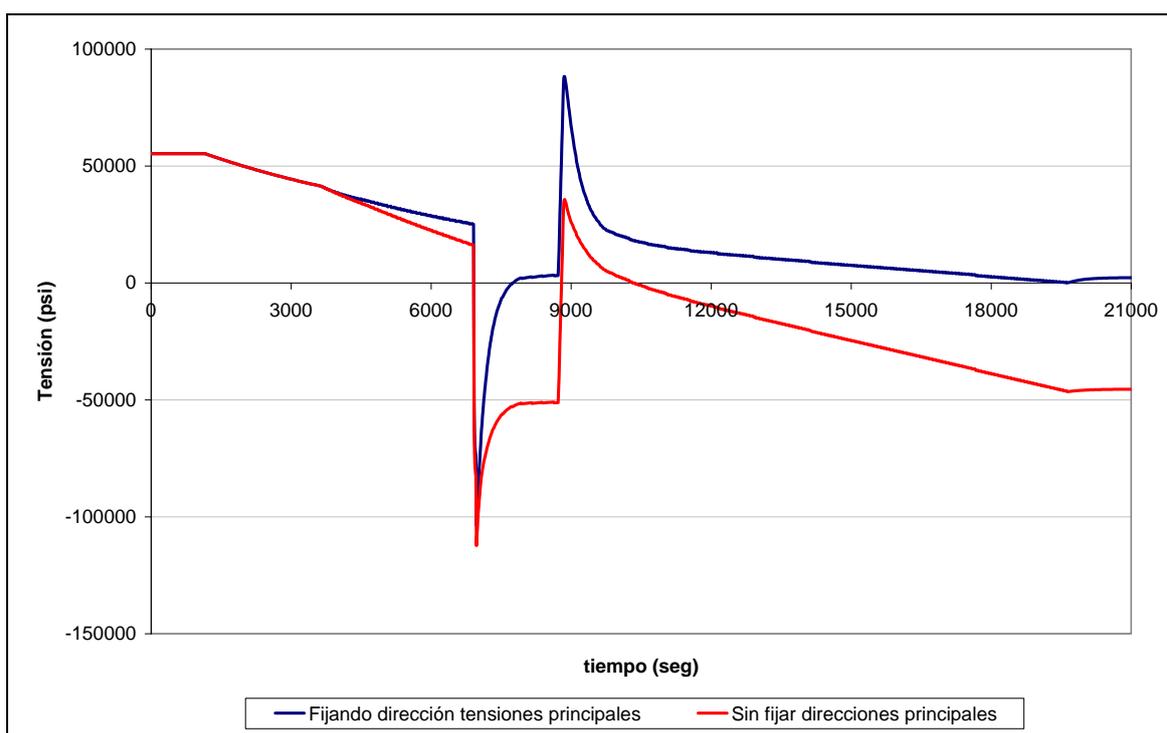


Figura 6.10. Tensiones producidas durante la Inyección de LPCI de diseño en el corner

6.1.1.4.2. Transitorios reales

A continuación se analiza el daño a fatiga ocurrido durante los transitorios ocurridos el periodo 2003-2009 en la CNSMG, los cuales se enumeran en la Tabla 6.1.

Tabla 6.1. Transitorios ocurridos entre 2003 y 2009

Fecha	TRANSITORIO
2003/06/22-23	Red. Potencia
2003/07/10-11	Red. Potencia
2003/09/27	Red. Potencia 75%
2003/09/28	Red. Potencia 75%
2004/01/18	Red. Potencia 67%
2004/03/30	Red. Potencia 40%
2004/04/17-24	Parada + Arranque + Red. Potencia 65%
2004/08/01	Red. Potencia
2004/08/27	Red. Potencia 91,5%
2004/11/14	Bajada Carga 65%
2004/11/29	Bajada Carga 99%
2004/12/26	Bajada Carga 85%
2005/01/30	Bajada Carga 85%
2005/02/27-03/02	Parada
2005/04/22-05/02	Prueba Hidrostática + Scram + Scram + Arranque
2005/05/25-29	Parada + Arranque
2005/07/10	Bajada Carga 72%
2005/07/21	Bajada Carga 40%

6. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación tensional

Fecha	TRANSITORIO
2006/01/22	Bajada Carga 65%
2005/10/23	Bajada Carga 65%
2006/05/07	Bajada Carga 65%
2006/07/03-06	Bajada Carga 90%
2006/07/22-29	Parada + Arranque
2006/07/30-08/01	Parada + Arranque
2006/09/06-07	Bajada Carga 75%
2006/09/11	Subida Carga 75%-85%
2006/09/16	Subida Carga 85%-100%
2006/09/26-27	<i>Scram</i>
2006/10/05-07	<i>Scram</i>
2006/11/14	Bajada Carga 75%
2006/12/03-04	<i>Scram</i>
2006/12/05-15	Reducciones de Potencia 60%-80%
2007/02/17-19	Parada
2007/03/18	Prueba Hidrostática + Arranque
2007/03/19-25	Prueba Hidrostática + Arranque
2007/04/15	Bajada Carga 80%
2007/04/20-22	Parada + Arranque
2007/06/07	Bajada Carga
2007/07/07-09	Bajada Carga 65%
2007/07/12-17	Bajada Carga 85%
2007/07/26-27	Parada + Arranque
2007/08/16	Prueba Pv-0-313
2007/10/21	Bajada Carga 65%
2007/12/05	Red Potencia 65%
2007/12/24	Red Potencia 91%
2008/01/27-29	Red. Potencia
2008/04/07-08	Red. Potencia 55%
2008/06/05-06	Red. Potencia 40%
2008/07/09-10	Parada
2008/07/11-13	Arranque
2008/08/25	Parada
2008/08/26	Arranque
2008/10/05	Bajada Carga
2008/10/19-21	Bajada Carga
2008/11/23	Bajada Carga 65%
2008/12/15	Red. Potencia 97%
2008/12/21	Bajada Carga 71%
2008/12/26	Bajada Carga 96%
2009/01/28	Bajada Carga 92%
2009/02/28-03/02	Parada de Recarga
2009/03/30-31	Prueba Hidrostática
2009/04/03-04	Arranque
2009/04/05-06	Parada
2009/04/07-08	Arranque
2009/04/23-24	Parada
2009/04/25-26	Arranque
2009/05/09-14	Reducción de Potencia 66,5%
2009/05/26-27	Reducción de Potencia 80%
2009/06/19-20	Reducción de Potencia 72%

Al tratarse de un periodo de tiempo relativamente largo las gráficas que muestran la evolución tensional se presentan bastante confusas, siendo prácticamente imposible realizar un análisis comparativo entre los dos casos aquí estudiados. Por ello en Figura 6.11 se muestran únicamente los puntos representativos (picos y valles) de la tensiones en el *corner* para las dos formas de cálculo de las funciones de Green durante los transitorios ocurridos en el periodo indicado.

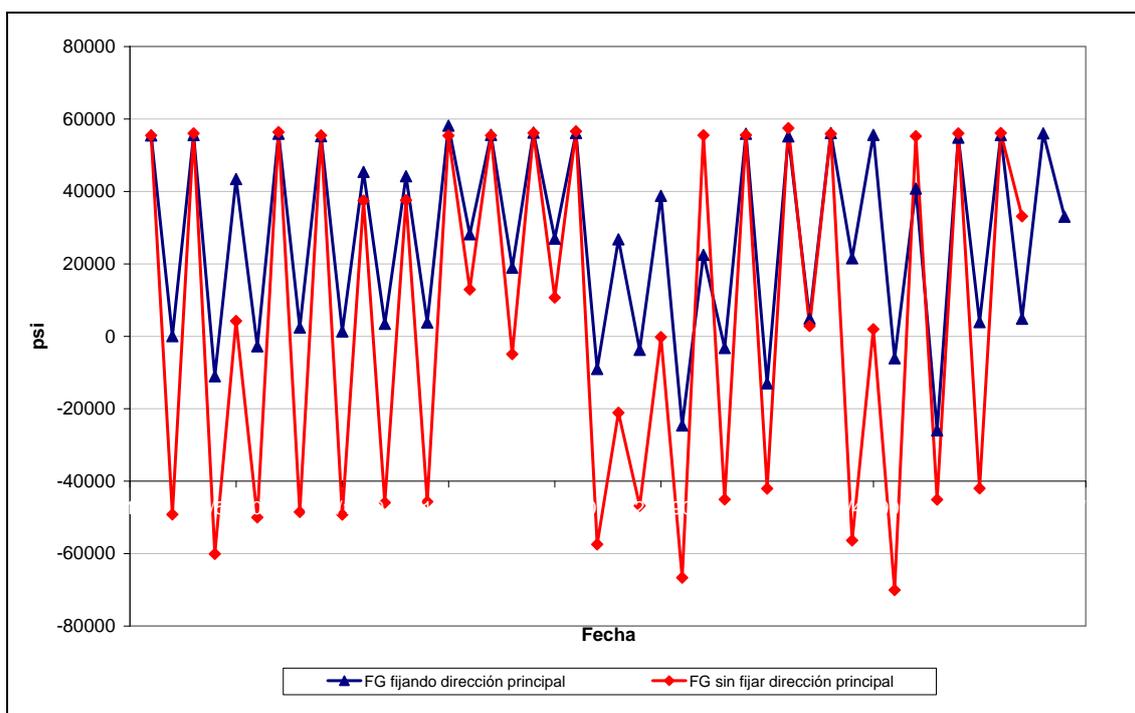


Figura 6.11. Picos y valles en el corner durante el periodo 2003-2009

6.1.1.5. RESULTADOS DEL DAÑO A FATIGA

En la Tabla 6.2 se muestra el daño a fatiga en esta localización durante los transitorios de diseño cuyo estado tensional se ha representado en la Figura 6.1 a 6.10. Además se ha evaluado el daño a fatiga según el número de transitorios fijados en las especificaciones de diseño [71] a 40 años, por ser el tiempo inicialmente considerado como vida útil de las centrales, y 60 años al tratarse de un periodo de tiempo al cual las centrales pretenden prolongar las renovaciones de licencia de explotación.

En la Tabla 6.3 se muestra el daño a fatiga que se ha producido en el periodo 2003-2009 en esta localización debido a los transitorios reales ocurridos en planta, cuyos picos y valles se han representado en la Figura 6.11.

Tabla 6.2. Daño a fatiga en transitorios de diseño según el procedimiento de cálculo de las FG

Transitorio	DAÑO A FATIGA (U) CORNER					
	FG calculadas fijando la dirección de las tensiones principales			FG calculadas sin fijar la dirección de las tensiones principales		
	U unitario	N° de transitorios en 40 años	U unitario en 40 años	U unitario	N° de transitorios en 40 años	U unitario en 40 años
Arranque	1.2512E-06	120	1.5015E-04	5.5110E-05	120	6.6132E-03
Pérdida de los calentadores de A.A	0	10	0	0.00	10	0.00
Pérdida parcial de los calentadores de A.A.	0	70	0	0.00	70	0.00
Scram por disparo de turbina	1.7773E-07	40	7.1092E-06	7.2957E-07	40	2.9183E-05
Otros scrams	1.5342E-07	140	2.1478E-05	7.4013E-07	140	1.0362E-04
Parada	5.6643E-05	120	6.7971E-03	1.4676E-04	120	1.7612E-02
Blowdown/ actuación de válvulas de alivio/ seguridad	5.6439E-05	8	4.5151E-04	1.4642E-04	8	1.1714E-03
Prueba de presión de diseño	2.3845E-07	130	3.0998E-05	2.3845E-07	130	3.0998E-05
Pérdida de las bombas de A.A.	4.0089E-07	10	4.0089E-06	4.3682E-06	10	4.3682E-05
Inyección del LPCI	5.7680E-04	5	2.8840E-03	3.6402E-04	5	1.8201E-03

U_{TOTAL 40 AÑOS}	1.0346E-2	U_{TOTAL 40 AÑOS}	2.7423E-2
----------------------------------	------------------	----------------------------------	------------------

U_{TOTAL 60 AÑOS}	1.5519E-2	U_{TOTAL 60 AÑOS}	4.1135E-2
----------------------------------	------------------	----------------------------------	------------------

Tabla 6.3. Daño a fatiga por los transitorios reales en el periodo 2003-2009

DAÑO A FATIGA (U) CORNER PERIODO 2003-2009	
FG calculadas fijando la dirección de las tensiones principales	FG calculadas sin fijar la dirección de las tensiones principales
4.82498E-5	6.60903E-4

6.1.1.6. DISCUSION (I)

Analizando en primer lugar el daño a fatiga tanto en los transitorios de diseño (Tabla 6.2) como en el periodo de 2003-2009 de transitorios reales (Tabla 6.3), se observa como el error de no fijar la dirección de las tensiones principales al calcular las funciones de Green tiene un efecto nada despreciable en el valor final del factor de uso acumulado.

En el caso de los transitorios de diseño (Tabla 6.2) el daño a fatiga calculado con las funciones de Green correctas, esto es, sin rebote, es 2.65 veces menor que el obtenido con las erróneas. Por lo tanto la corrección del “rebote” en las Funciones de Green evita que se reduzca en este caso, en más de la mitad la vida a fatiga del componente.

Por otro lado, la evaluación de transitorios reales durante un periodo de seis años, arroja valores mucho más notables, ya que el hecho de emplear las funciones de Green erróneas supondría reducir la vida a fatiga calculada del componente en 13 veces sobre el cálculo con las funciones corregidas.

Si se analizan los estados tensionales de los transitorios de diseño (Figura 6.1 a Figura 6.10) se puede observar como durante las variaciones térmicas continuas y cambios bruscos de temperatura aislados, la variación de tensión es mayor cuando se emplean las funciones de Green erróneas (con “rebote”). Esto se debe a que la amplitud de estas funciones de influencia es mayor que las obtenidas una vez eliminado dicho error.

Sin embargo cuando se producen una variación brusca de temperatura seguida de otra de signo opuesto, la variación de tensión es mayor cuando se emplean las funciones de Green corregidas. Este hecho se pone de manifiesto en los transitorios de Perdida de Calentadores (Figura 6.2), Perdida Parcial de Calentadores (Figura 6.3) e Inyección del LPCI (Figura 6.11), siendo en este último transitorio también perceptible en el resultado del daño a fatiga (Tabla 6.2). La explicación a este hecho se encuentra en que ante una variación brusca de temperatura las tensiones alcanzan un valor máximo (o mínimo) y posteriormente vuelven con el tiempo a alcanzar un estado tensional constante (*steady state*) asociado a la temperatura a la que se encuentren. Las Funciones de Green que presentan rebote impiden de algún modo que el estado tensional calculado vuelva a su valor de *steady state*. Este hecho provoca que el estado de tensión calculado antes del siguiente cambio brusco de temperatura (de signo contrario) sea diferente según se emplee funciones corregidas o funciones con “rebote”. Una vez se produzca este segunda variación de temperatura las tensiones alcanzar un valor mínimo (o máximo) cuya diferencia con el anterior máximo (o mínima) definirá la amplitud de tensión asociada a este evento, y por tanto su daño a fatiga. En la Figura 6.2, Figura 6.3 y Figura 6.11 se aprecia este hecho con claridad. Se observa como ante la primera variación térmica el valor de tensión mínimo que se alcanza es similar, si bien la recuperación del valor de tensión difiere al emplear una función u otra. Se observa como antes del segundo cambio brusco de temperatura el valor de tensión al emplear la función de Green corregida (fijando la dirección de tensiones principales) es mayor, y esto provoca que el máximo de tensión que se alcanza ante el segundo *shock* térmico sea también mayor.

La evaluación tensional mediante funciones de Green que presentan “rebotes” derivados del cambio de dirección de las tensiones principales parece, intuitivamente, que siempre va a producir mayores valores de daño a fatiga ante variaciones térmicas continuas o cambios bruscos aislados. La experiencia en estos análisis ha mostrado que los “rebotes” en las funciones de Green se dan en aquellas funciones que crecen (decrecen) hasta un máximo (mínimo) y

posteriormente reducen su valor de tensión a lo largo del tiempo (funciones de la parte superior de la Figura 5.3). En consecuencia, una función de Green corregida alcanza un primer máximo para después reducir el valor de tensión a lo largo del tiempo. Una función de Green con “rebote”, alcanza un primer máximo para posteriormente, y debido al “rebote”, aumentar de nuevo su valor de tensión hasta llegar a un segundo máximo de tensión. Por ende, la amplitud de tensión que introducen estas funciones de Green erróneas, aparentemente, siempre van a ser mayores, y en consecuencia, van a dar valores de daño más grandes.

Por el contrario, y tal como se ha explicado anteriormente, dos cambios bruscos de temperatura pueden ocasionar que el mayor daño por fatiga calculado se produzca al emplear funciones de Green fijando la dirección de tensiones principales. Sin embargo, este tipo de sucesos no son los más comunes en las centrales, donde se trata de evitar este tipo de *shocks* térmicos, que suelen ir asociados a eventos de emergencia. Por otro lado, hay que resaltar que las funciones de Green a emplear son aquellas cuyo cálculo ha sido realizado correctamente, independientemente de que su empleo produzca un mayor daño a fatiga calculado.

Un estudio detallado sobre otras localizaciones y otros componentes que presenten estas irregularidades en las funciones podría corroborar estas afirmaciones. Sin embargo, lo que si se ha puesto de manifiesto, es la notable influencia que puede tener el empleo de funciones de Green erróneas, y como en el componente aquí analizado, su corrección puede producir un aumento de la vida a fatiga (calculada) de componente, pudiendo evitar inspecciones innecesarios u otras decisiones basadas en cálculos equivocados.

6.1.2. EFECTO DEL VALOR INICIAL (STEADY STATE) DE LA FUNCIÓN DE GREEN ANTE UN CASO PRÁCTICO

El valor inicial de tensión de las funciones de Green es arbitrario y depende de la temperatura inicial y de la variación térmica empleada en el cálculo tensional. Cuando se produce una variación térmica, y por tanto una variación tensional, este valor inicial de las funciones de Green genera un cambio brusco de tensión proporcional a su módulo, que se suma a la tensión debida a la amplitud intrínseca de la función de Green.

En el Capítulo 5 se propone la supresión de este valor inicial de la función de Green dada su incoherencia además de arbitrariedad. A continuación se analiza el efecto que tiene este valor en el daño a fatiga de los componentes.

6.1.2.1. COMPONENTES DE ANÁLISIS

El estudio se realiza sobre los transitorios que afectan a la Té del LPCI/RRCC en la localización crítica del lateral (*side*) y a la tobera de AA en la localización crítica del *Safe end*. Estas dos localizaciones han sido seleccionadas ya que presentan un valor inicial de la función de Green muy diferentes, siendo el del *side* muy pequeño y el del *safe end* notablemente mayor. De este modo se podrá realizar un análisis más completo del efecto que tiene el valor inicial de las funciones de Green en el daño a fatiga.

6.1.2.2. FUNCIONES DE GREEN EMPLEADAS

La evaluación tensional se realiza empleando las Funciones de Green mostradas en el Anexo III del Capítulo 5.

En ambos casos se emplean funciones de Green calculadas fijando la dirección de las tensiones principales. En la Tabla 6.4 se indica el valor inicial de tensión de las funciones de Green requeridas en el cálculo.

Tabla 6.4. Valores iniciales de las funciones de Green en las localizaciones analizadas ($\text{psi}^{\circ}\text{F}$)

<i>Side</i>									<i>Safe end</i>	
GF0₁	GF0₂	GF0₃	GF0₄	GF0₅	GF0₆	GF0₇	GF0₈	GF0₉	GF0_{AC}	GF0_{BC}
2.73	1.81	2.94	2.73	1.80	2.52	0.56	0.57	0.59	34.96	32.38

6.1.2.3. TRANSITORIOS EVALUADOS

Los transitorios de diseño que se evalúan y que afectan a estos componentes se encuentran definidos en el Anexo II del Capítulo 5.

Además se evaluará el daño a fatiga de los transitorios reales ocurridos en el periodo 2003-2009 en la CNSMG.

6.1.2.4. EVALUACIÓN TENSIONAL

El análisis compara el daño a fatiga de las localizaciones arriba señaladas empleando funciones de Green térmicas con y sin estado tensional inicial. En la evaluación tensional realizada se ha considerado de nuevo el acoplamiento tensional positivo, siendo las funciones de transferencia de las tensiones de presión y mecánicas iguales para ambos casos. Por lo tanto los distintos estados tensionales que puedan existir para esta localización dependerán únicamente de las diferencia del valor inicial de las funciones de Green de origen térmico.

6.1.2.4.1. Evaluación de los Transitorios de Diseño

6.1.2.4.1.1. Localización lateral (side) de la Té de unión LPCI/RRCC

En la Figura 6.12 a Figura 6.21 se muestran las tensiones en el *side* al emplear funciones de Green con y sin estado tensional inicial durante los transitorios de diseño que afectan a este componente.

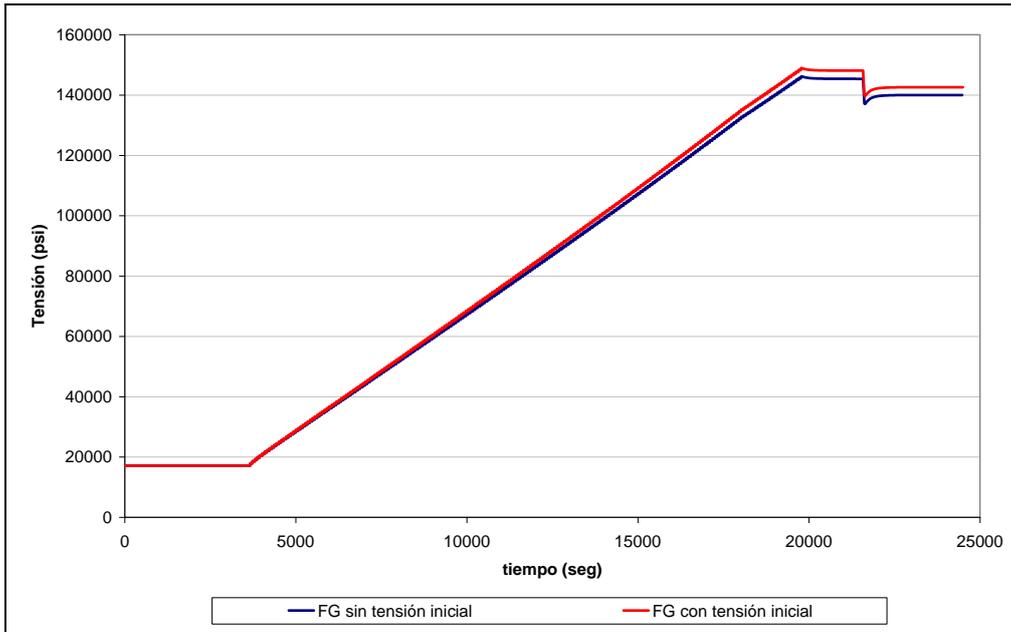


Figura 6.12. Tensiones producidas durante el Arranque de diseño en el side

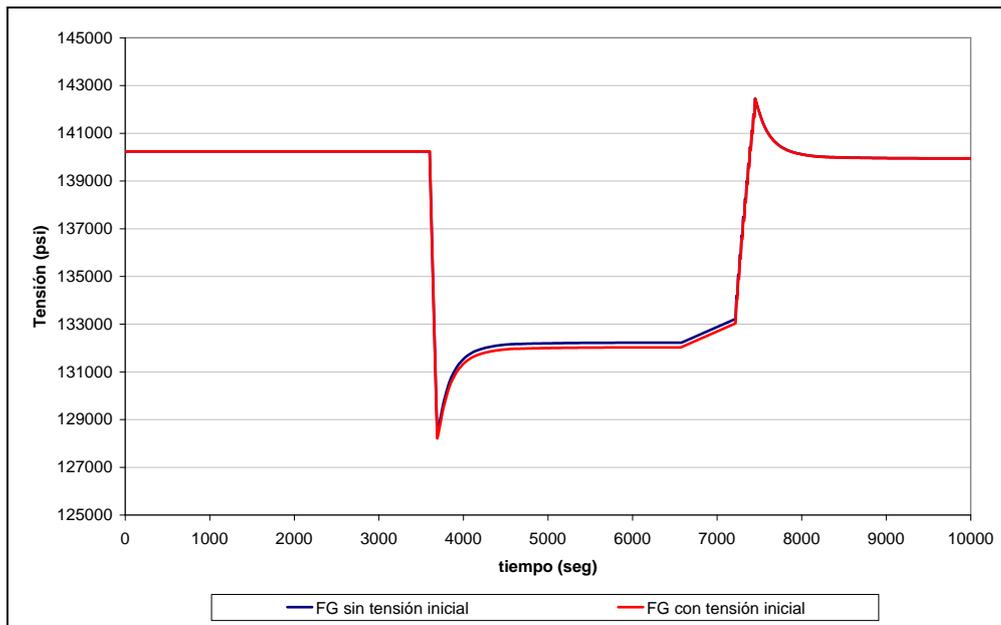


Figura 6.13. Tensiones producidas durante la Pérdida de los Calentadores de AA de diseño en el side

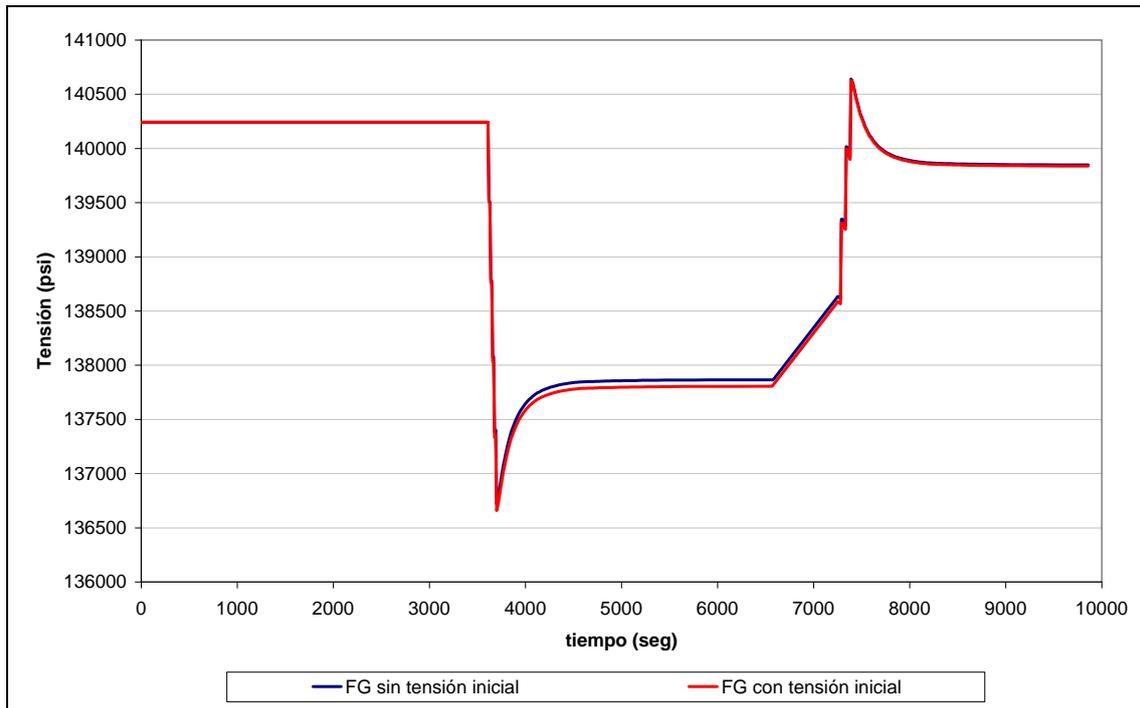


Figura 6.14. Tensiones producidas durante la Pérdida Parcial de los Calentadores de AA de diseño en el side

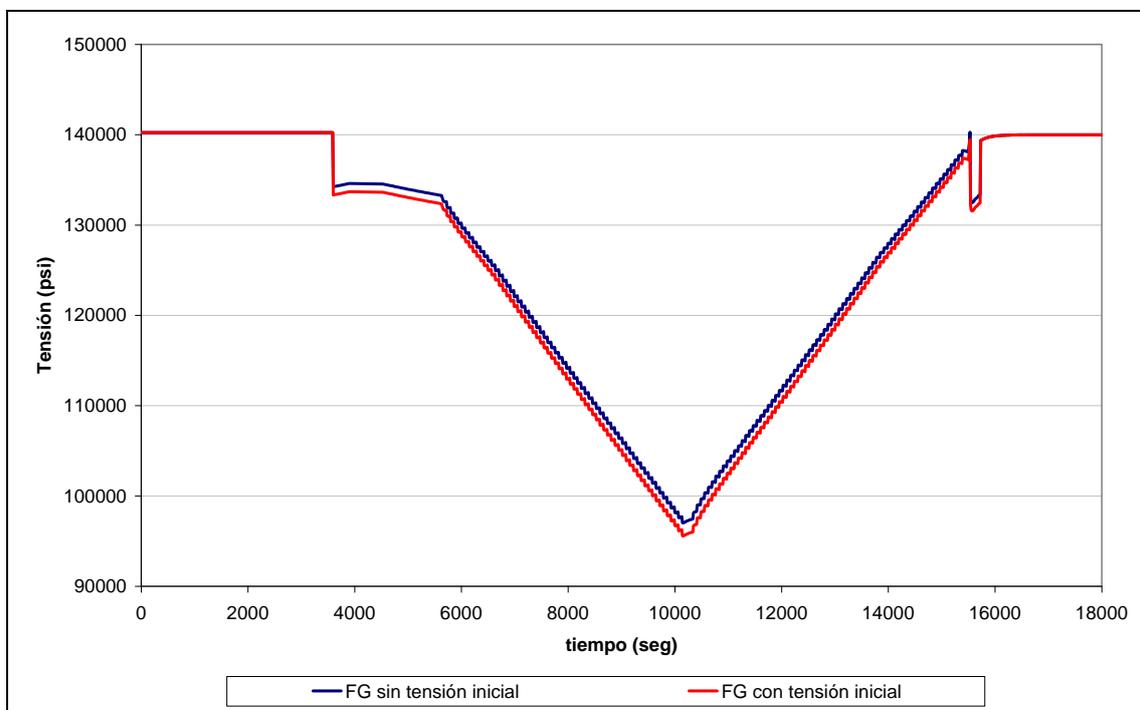


Figura 6.15. Tensiones producidas durante el Scram por Disparo de Turbina de diseño en el side

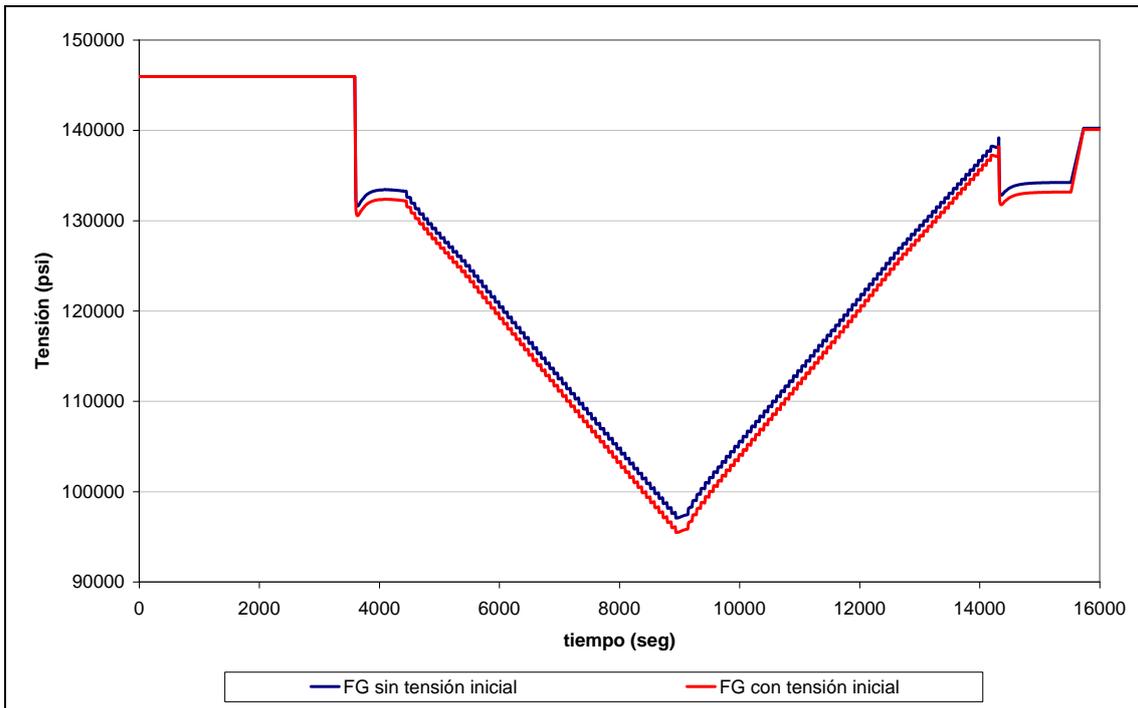


Figura 6.16. Tensiones producidas durante Otros Scrams de diseño en el side

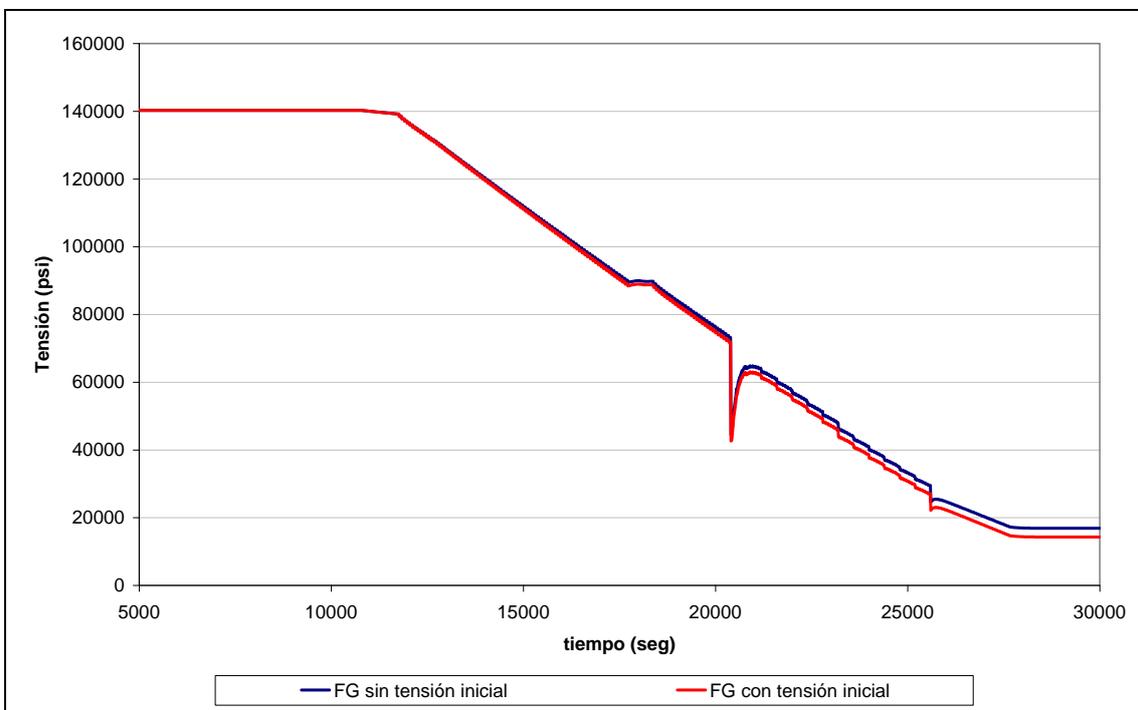


Figura 6.17. Tensiones producidas durante la Parada de diseño en el side

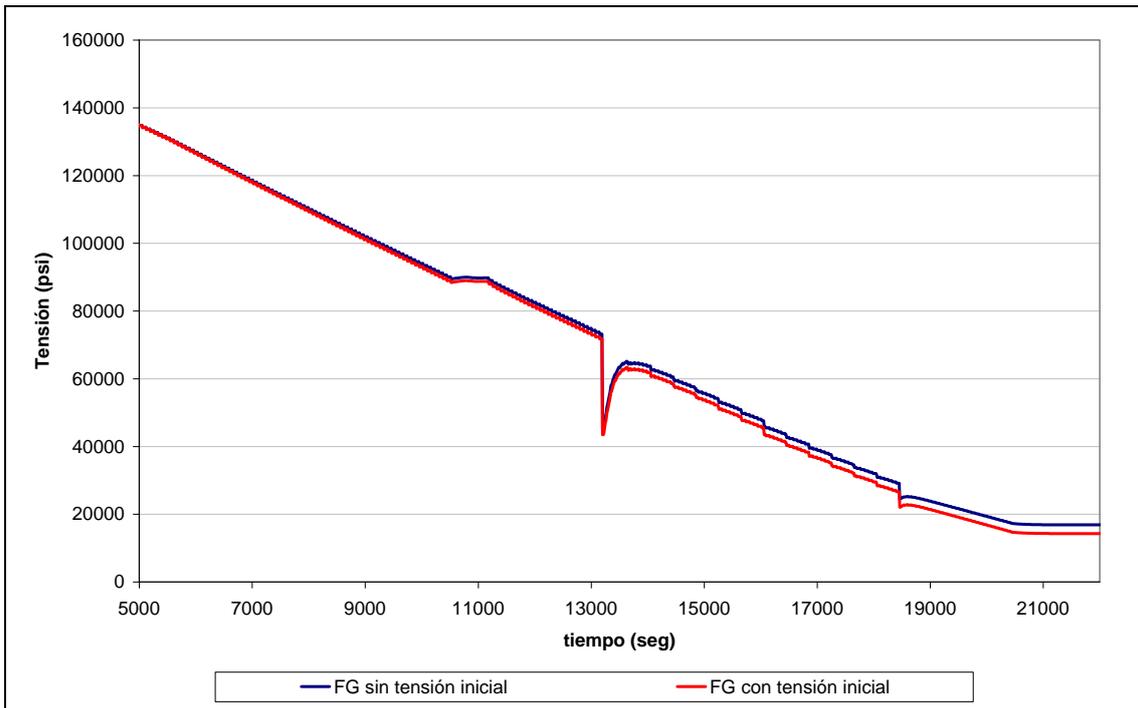


Figura 6.18. Tensiones producidas durante el Blowdown de diseño en el side

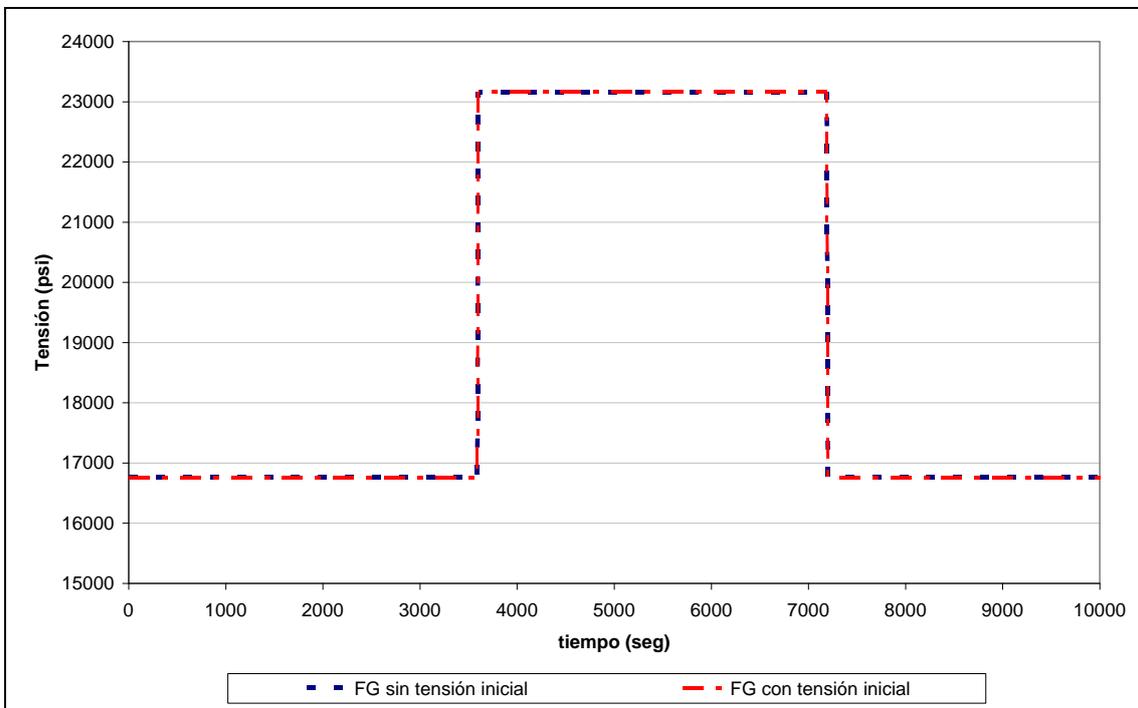


Figura 6.19. Tensiones producidas durante la Prueba de Presión de diseño en el side

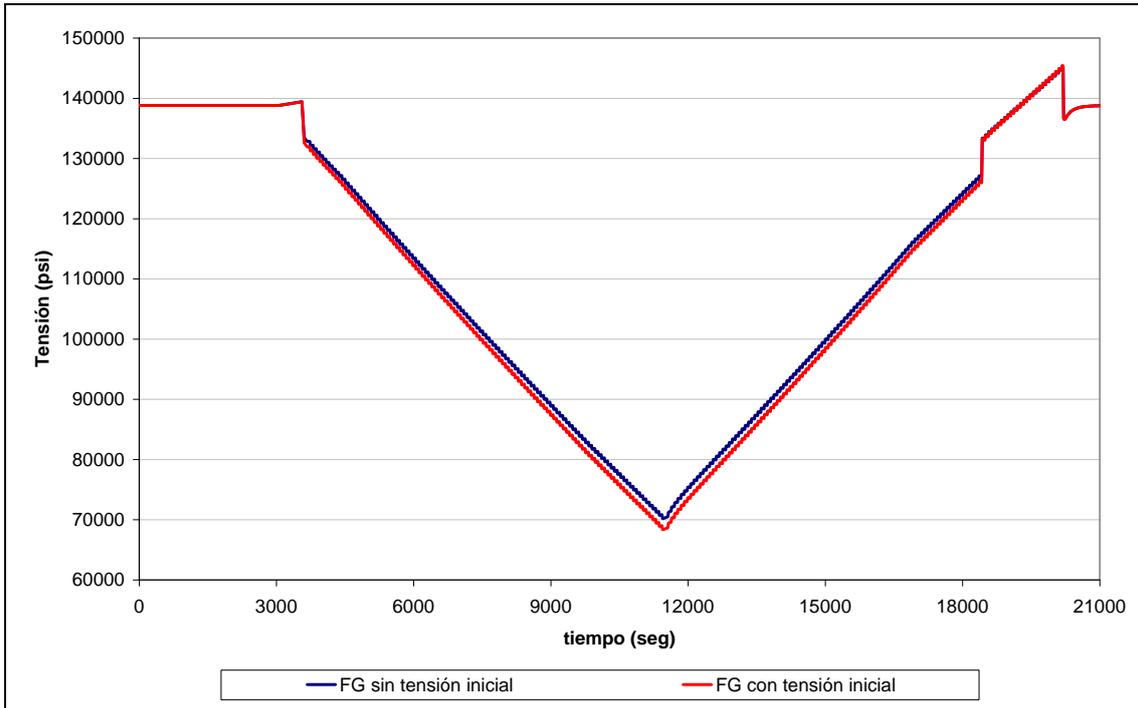


Figura 6.20. Tensiones producidas durante la Pérdida de Bombas de AA de diseño en el side

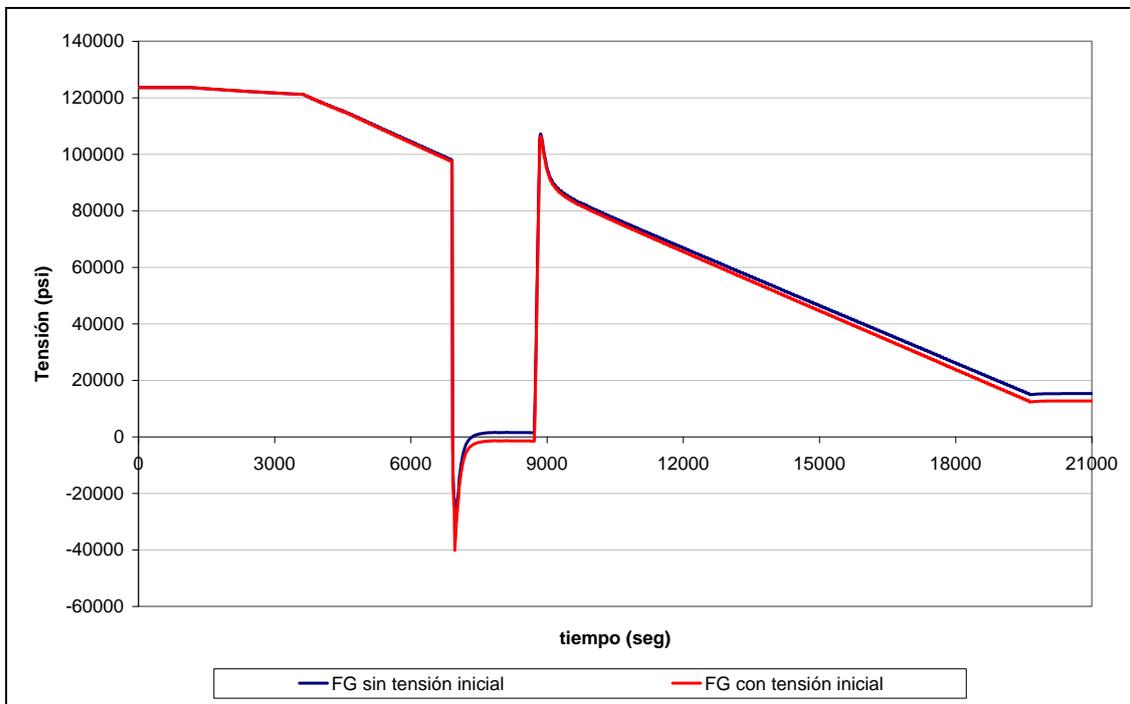


Figura 6.21. Tensiones producidas durante la Inyección del LPCI de diseño en el side

El apartado 6.1.2.6 se dedica al análisis detallado y discusión de los estados tensionales obtenidos para ambos casos.

6.1.2.4.1.2. Localización Safe end de la tobera de Agua de Alimentación

En la Figura 6.22 a Figura 6.37 se muestran las tensiones en el *Safe end* al emplear funciones de Green con y sin estado tensional inicial en los transitorios de diseño que afectan a este componente.

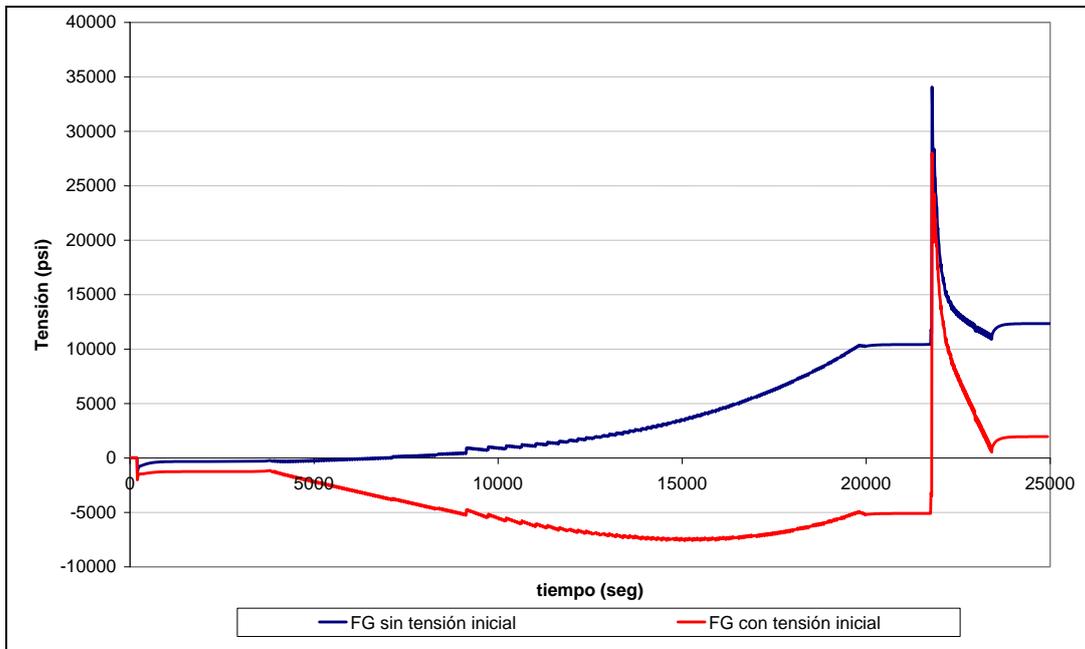


Figura 6.22. Tensiones durante el Arranque (y Movimiento de la Turbina) de diseño en el SE

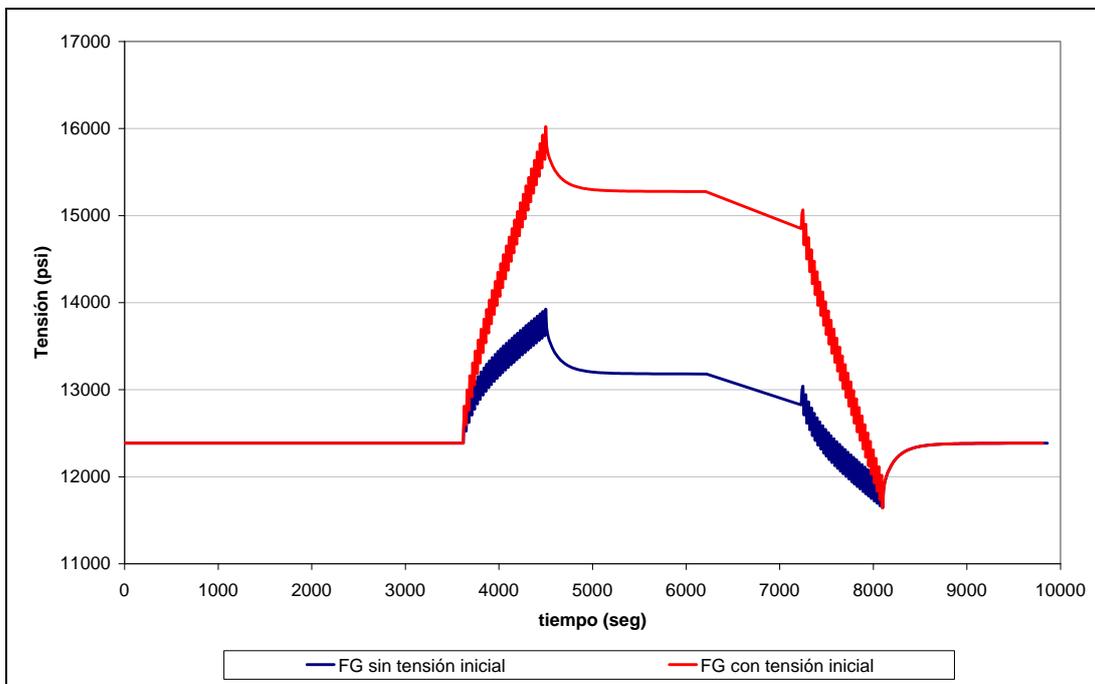


Figura 6.23. Tensiones producidas durante la Reducción diaria al 75% de Potencia de diseño en el SE

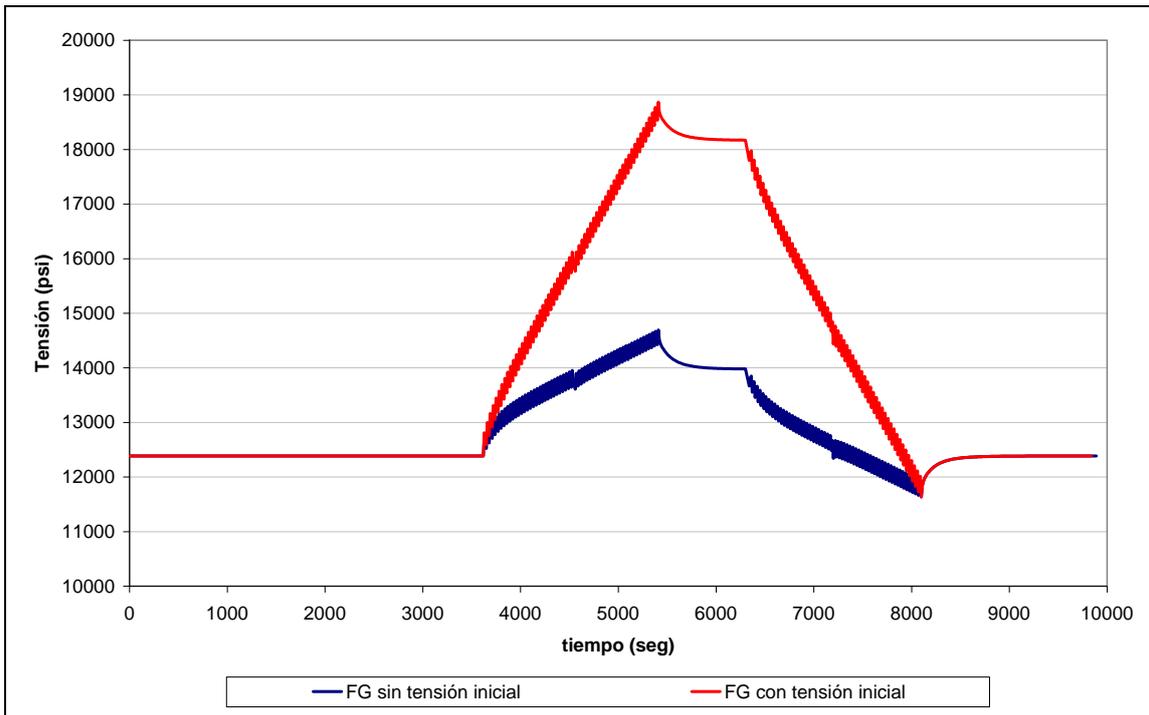


Figura 6.24. Tensiones producidas durante la Reducción semanal al 50% de Potencia de diseño en el SE

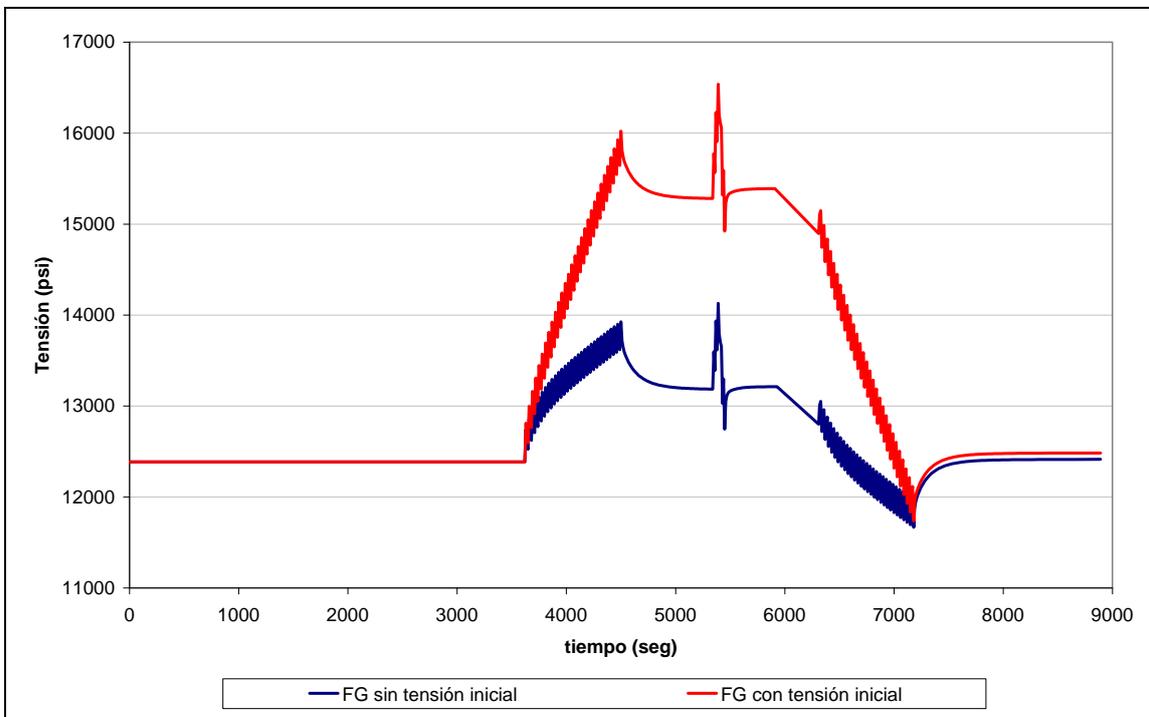


Figura 6.25. Tensiones producidas durante la Prueba de las Barras de Control de diseño en el SE

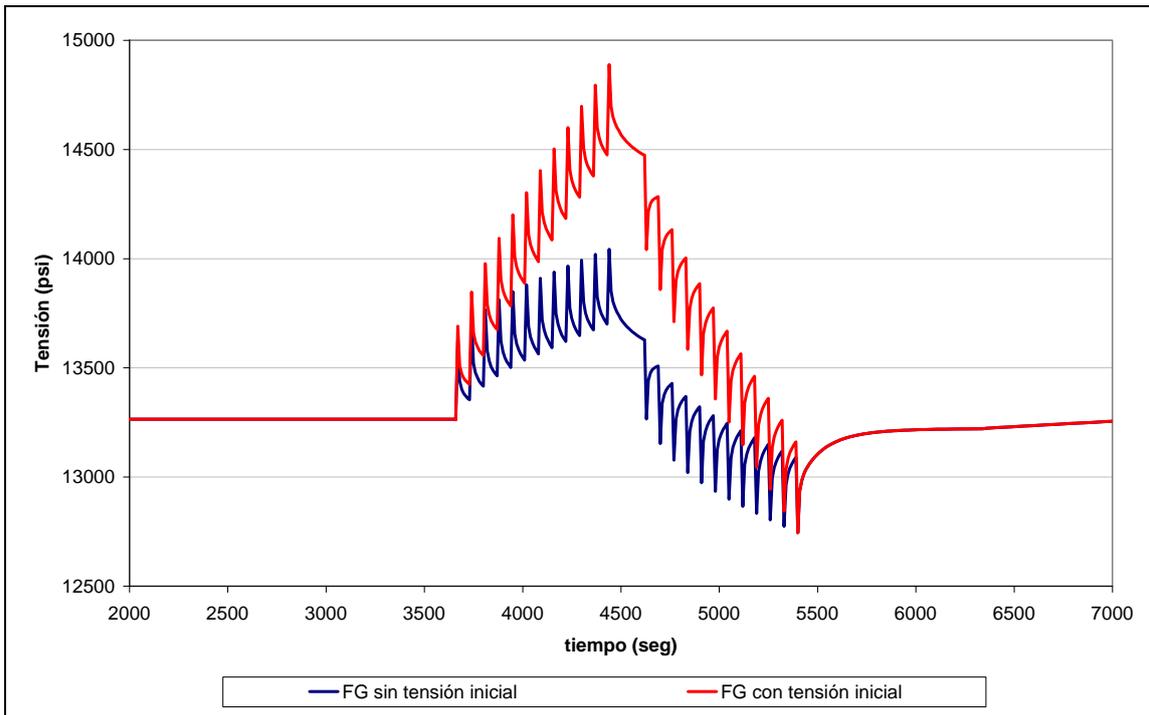


Figura 6.26. Tensiones producidas durante el Cambio de Posición de las Barras de Control de diseño en el SE

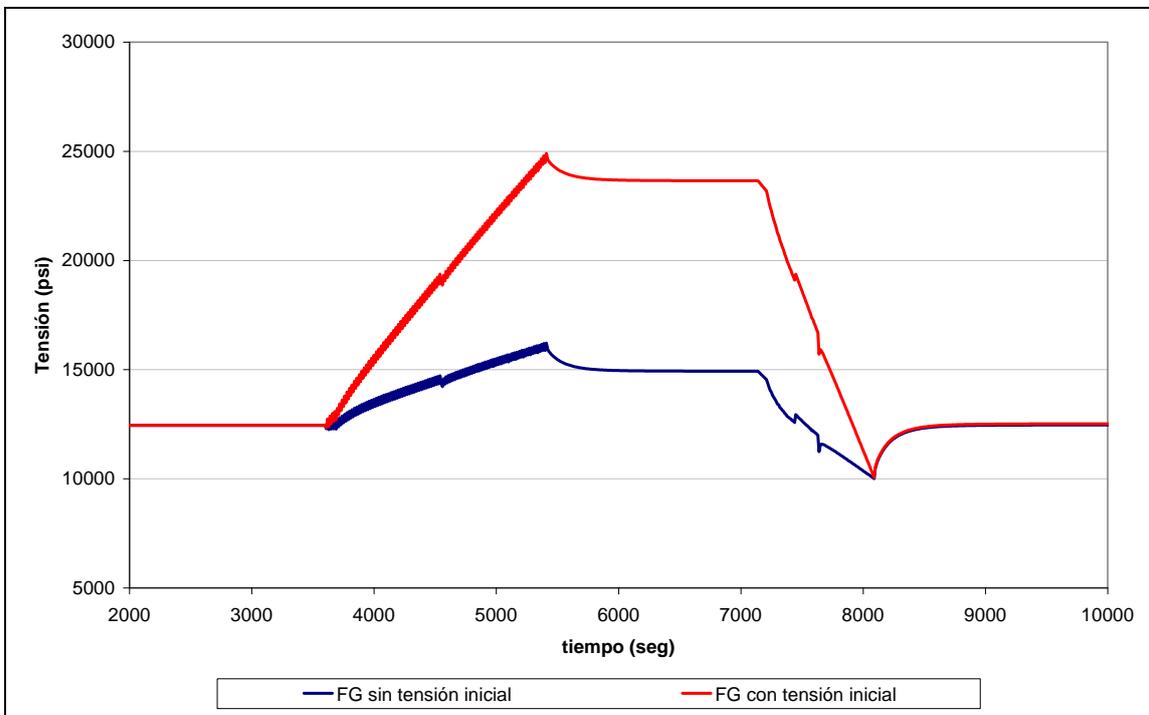


Figura 6.27. Tensiones producidas durante la Pérdida de Calentadores de AA de diseño en el SE

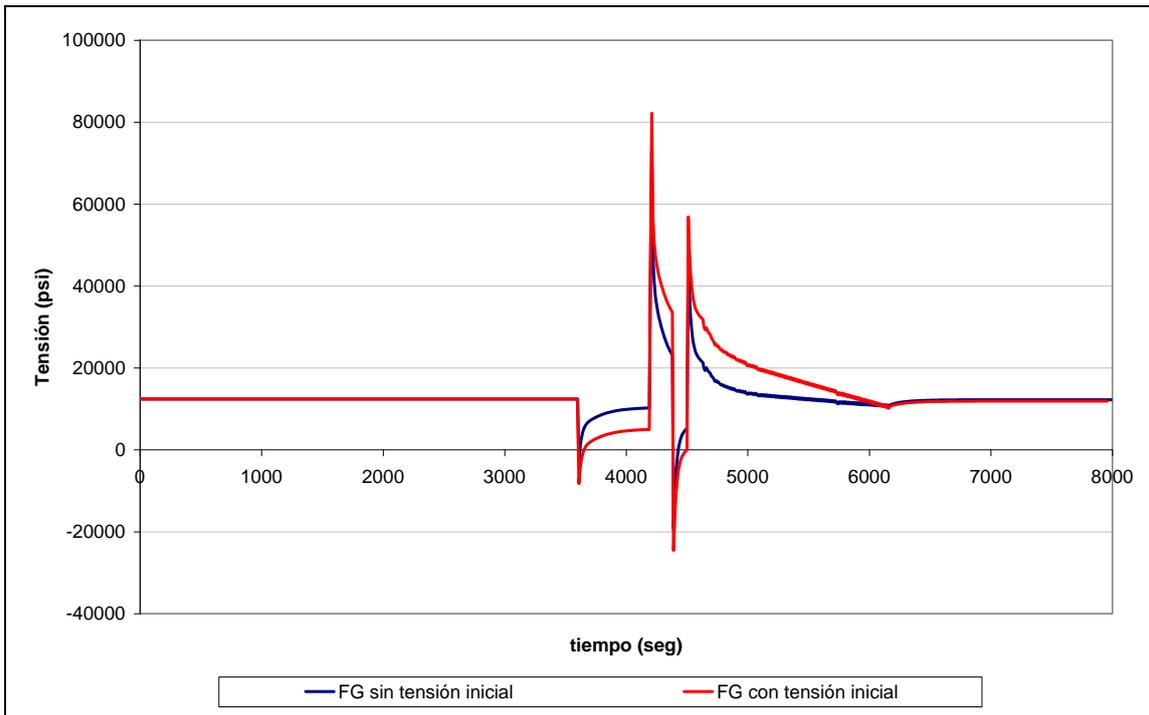


Figura 6.28. Tensiones producidas durante la Inyección de Refrigerante de diseño en el SE

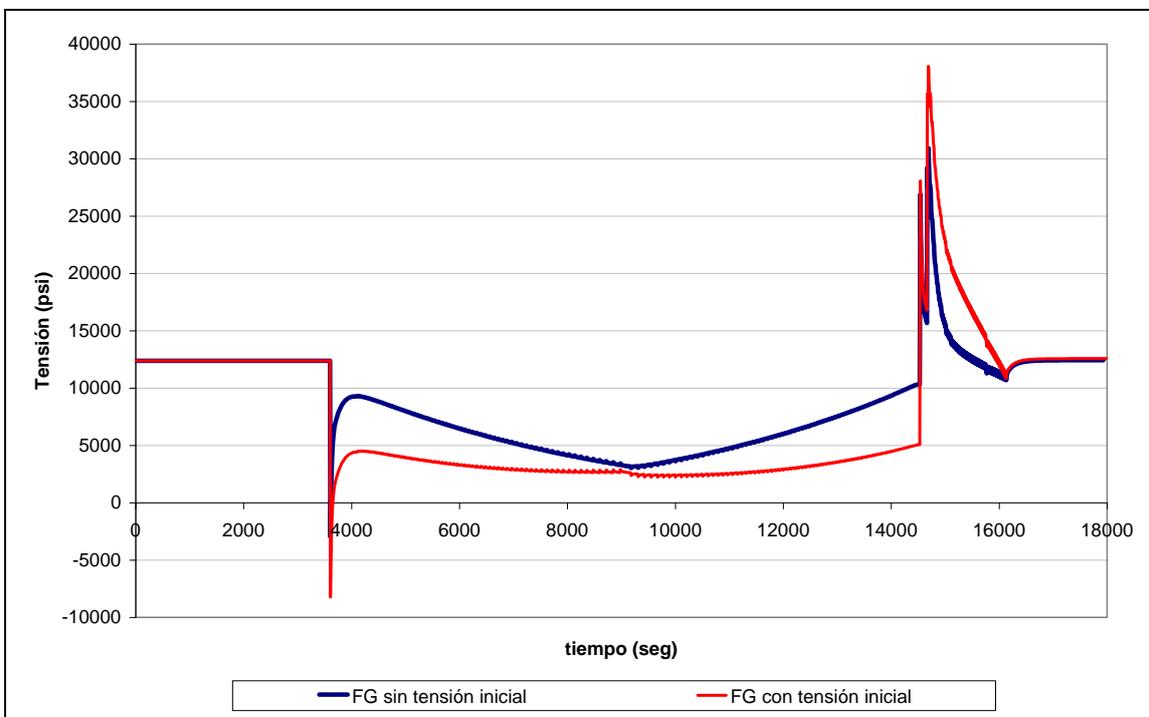


Figura 6.29. Tensiones producidas durante la Interrupción de Caudal de AA de diseño en el SE

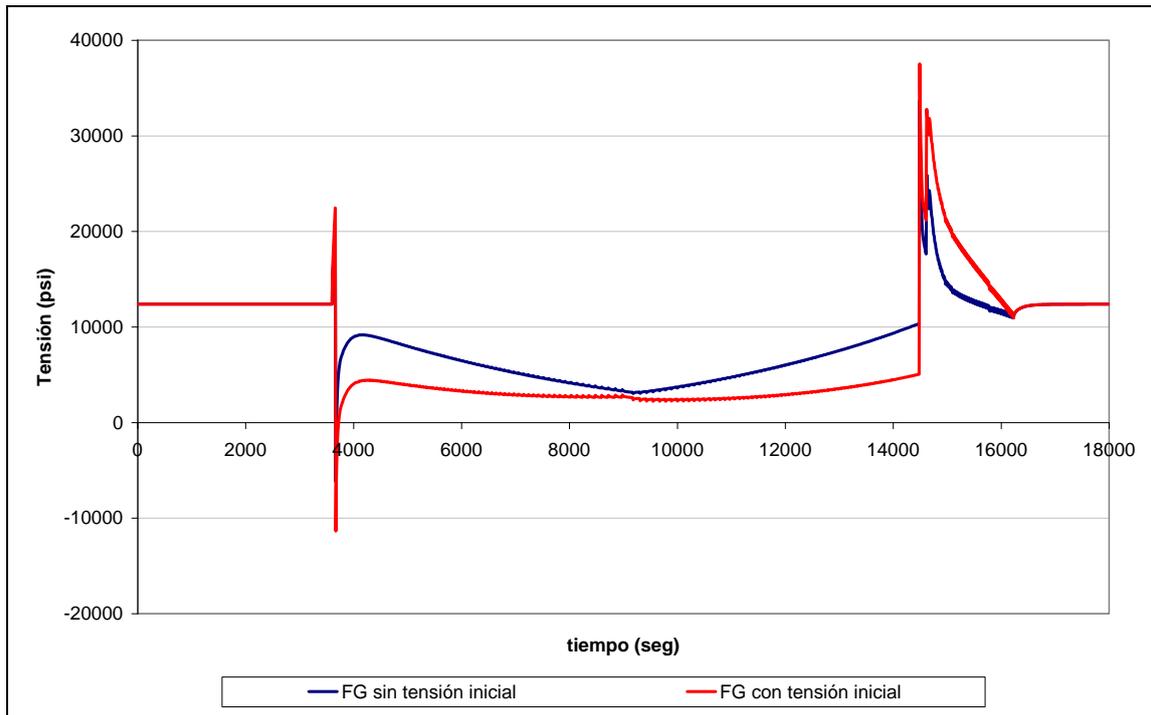


Figura 6.30. Tensiones producidas durante el Scram de diseño en el SE

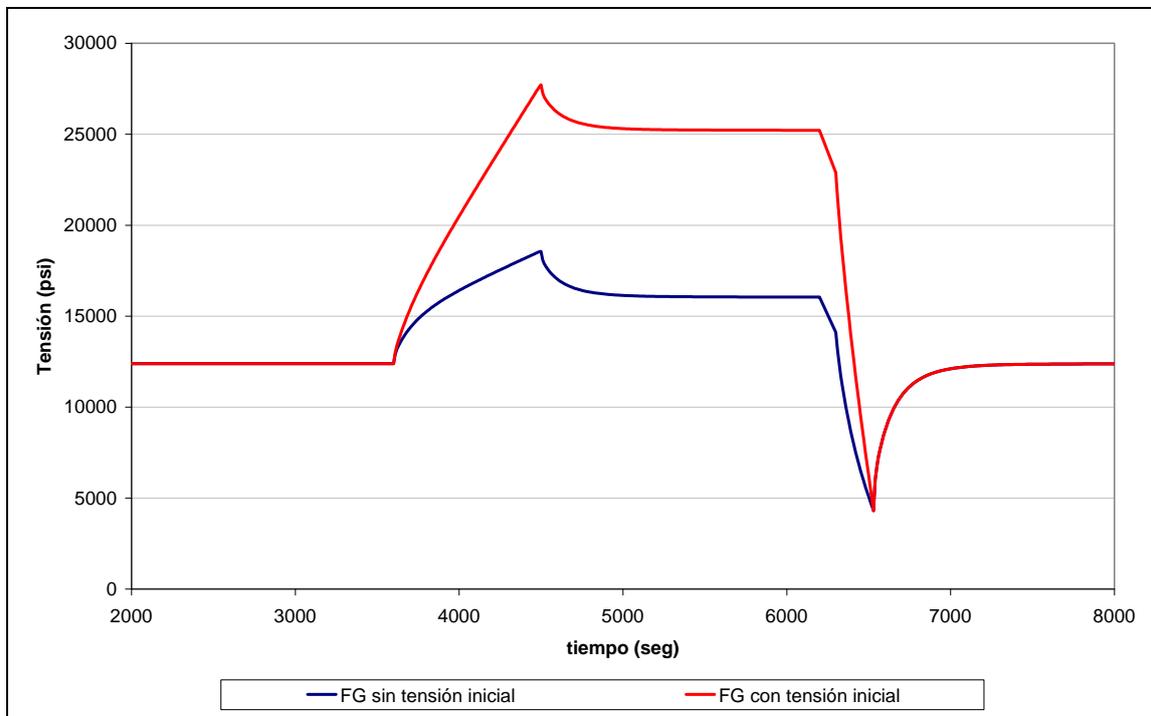


Figura 6.31. Tensiones producidas durante el Disparo de Turbina de diseño en el SE

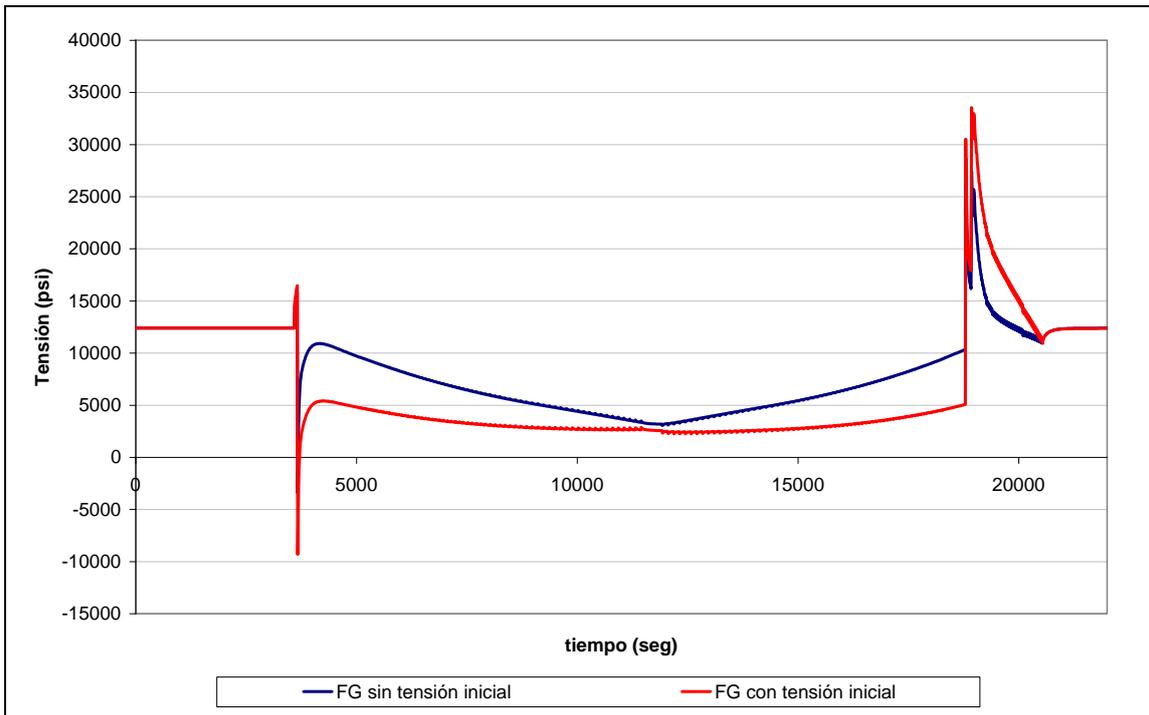


Figura 6.32. Tensiones producidas durante la Sobrepresión de 1250 psi de diseño en el SE

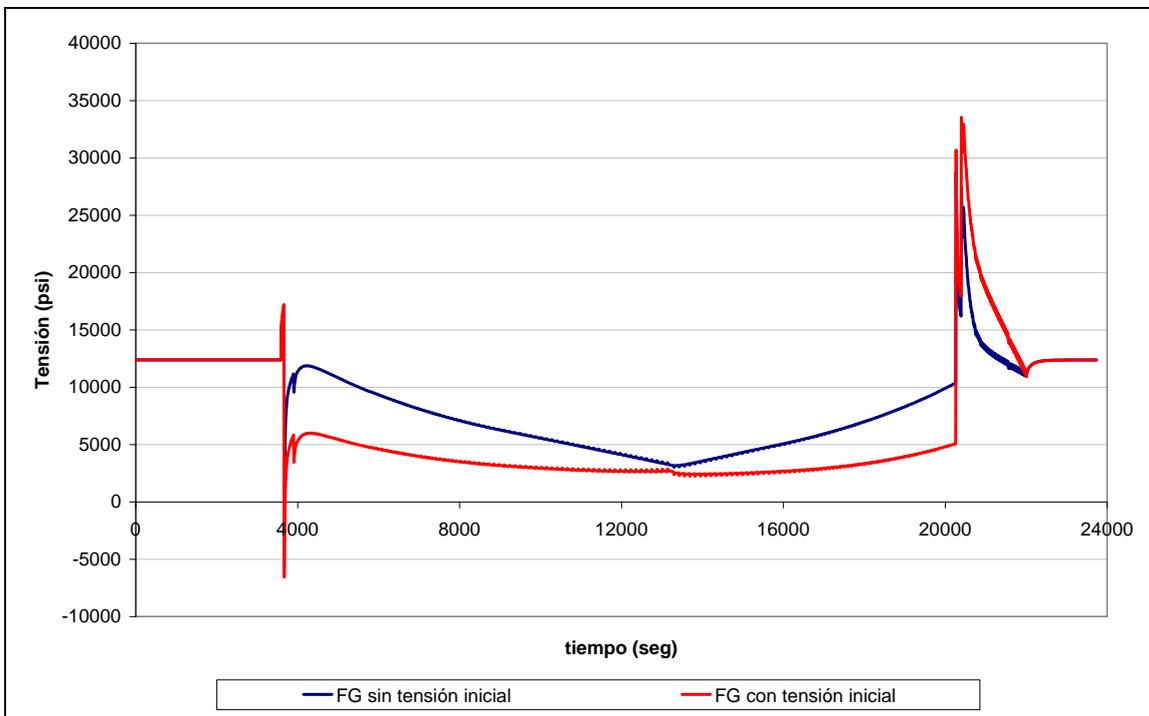


Figura 6.33. Tensiones producidas durante la Sobrepresión de 1375 psi de diseño en el SE

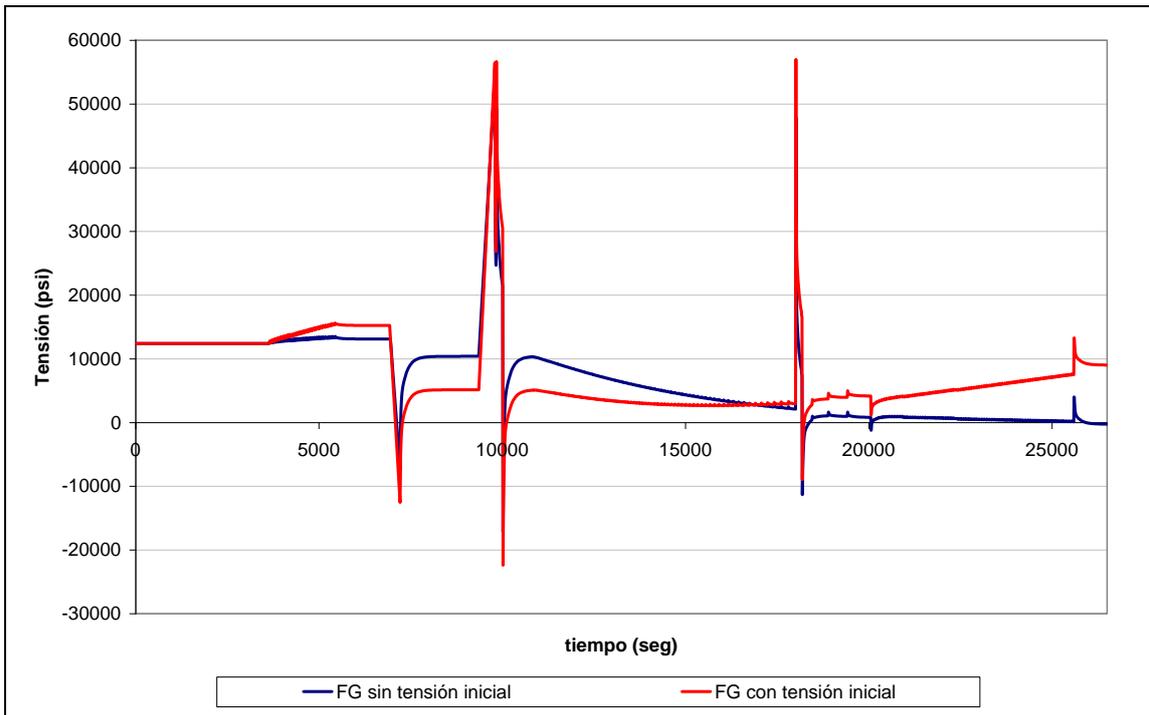


Figura 6.34. Tensiones producidas durante la Parada e Inundación de la Vasija (incluye Reducción de Potencia a cero + Inicio de parada caliente+ Parada caliente) de diseño en el SE

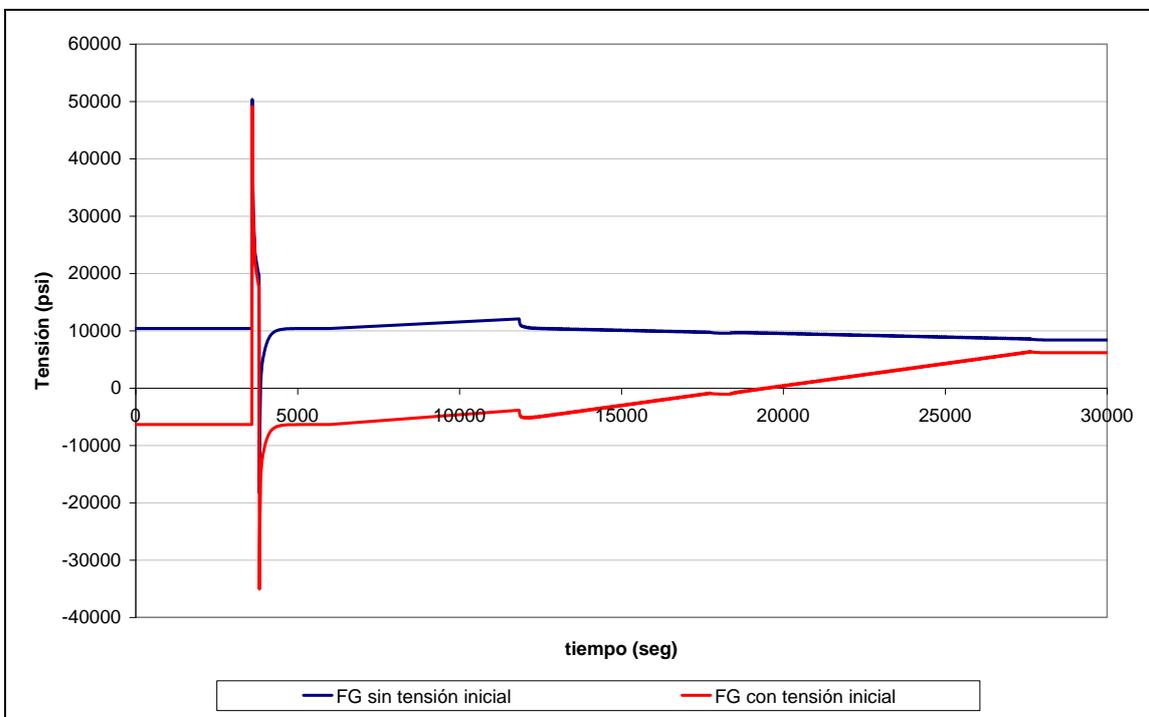


Figura 6.35. Tensiones producidas durante el Hot standby de diseño en el SE

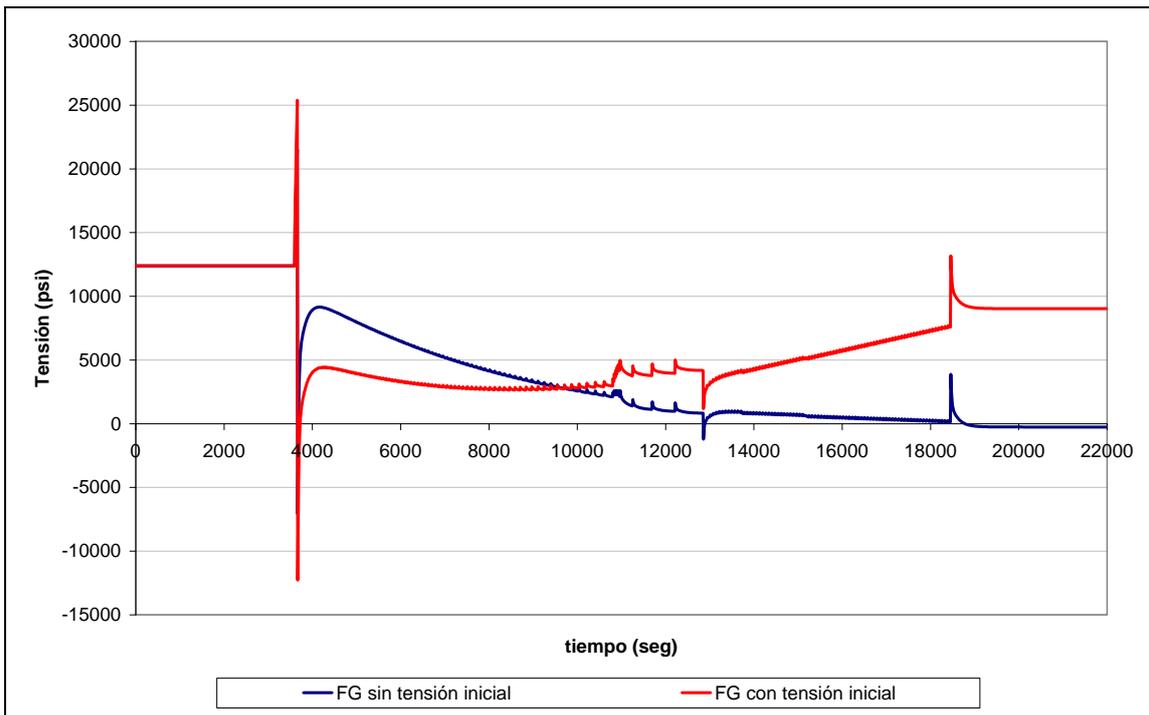


Figura 6.36. Tensiones producidas durante el Blowdown de diseño en el SE

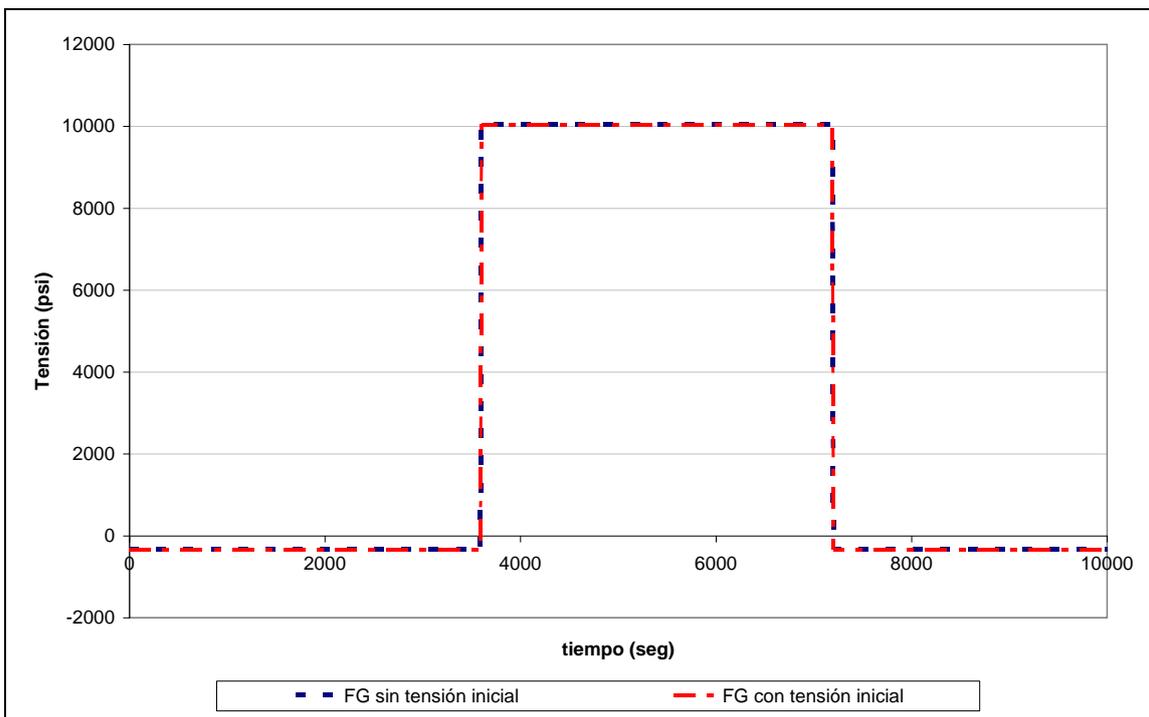


Figura 6.37. Tensiones producidas durante la Prueba de Presión de diseño en el SE

El apartado 6.1.2.6 se dedica al análisis detallado y discusión de los estados tensionales obtenidos para ambos casos.

6.1.2.4.2. Transitorios Reales

A continuación se analiza el daño a fatiga ocurrido durante los transitorios ocurridos el periodo 2003-2009 en la CNSMG, los cuales se mostraron en la Tabla 6.1.

Al tratarse de un periodo de tiempo relativamente largo las gráficas que muestran la evolución tensional se presentan bastante confusas, siendo prácticamente imposible realizar un análisis comparativo entre los dos casos aquí estudiados. Por ello en la Figura 6.38 y Figura 6.39 se muestran únicamente los puntos representativos (picos y valles) de la tensiones en el *side* (LPCI/RRCC) y *Safe end* (Tobera de AA) respectivamente, para las funciones de Green con y sin valor de tensión inicial durante los transitorios ocurridos en el periodo indicado.

6.1.2.5. RESULTADOS DEL DAÑO A FATIGA

En la Tabla 6.5 y Tabla 6.6 se muestra el daño a fatiga en el *side* (LPCI/RRCC) y el *Safe end* (Tobera de AA) respectivamente durante los diferentes transitorios de diseño cuyo estado tensional se ha representado en la Figura 6.12 a 6.37. Además se ha evaluado el daño a 40 años según el número de transitorios fijados en las especificaciones de diseño para la unión LPCI/RRCC [71] y la tobera de AA [55]. Además se ha extrapolado linealmente este número de ciclos para calcular el daño a fatiga a 60 años.

En la Tabla 6.7 y Tabla 6.8 se muestra el daño a fatiga que se ha producido en el periodo 2003-2009 en ambas localizaciones debido a los transitorios reales ocurridos en planta, cuyos picos y valles se han representado en la Figura 6.38 y Figura 6.39.

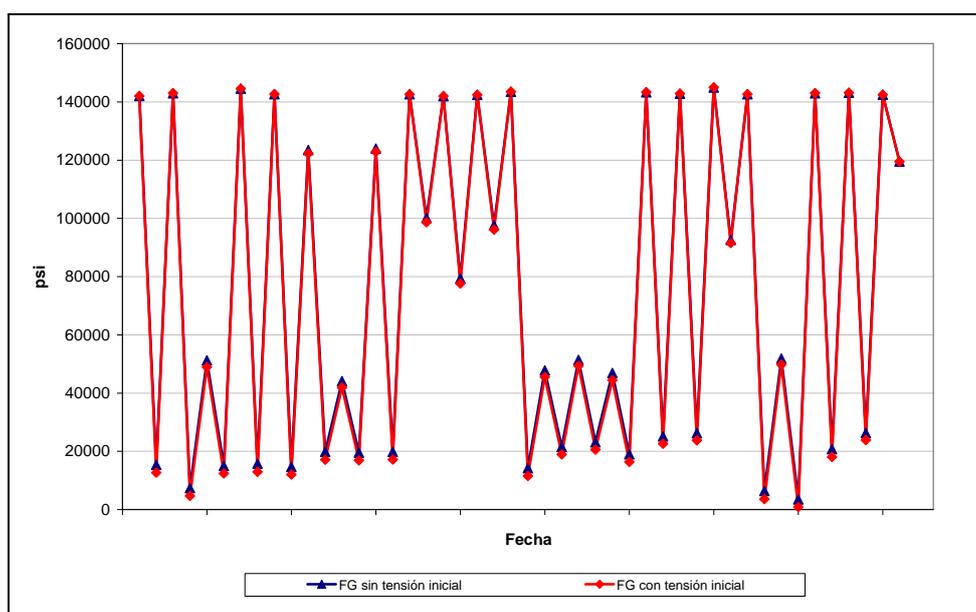


Figura 6.38. Picos y valles durante el periodo 2003-2009 en el *side*

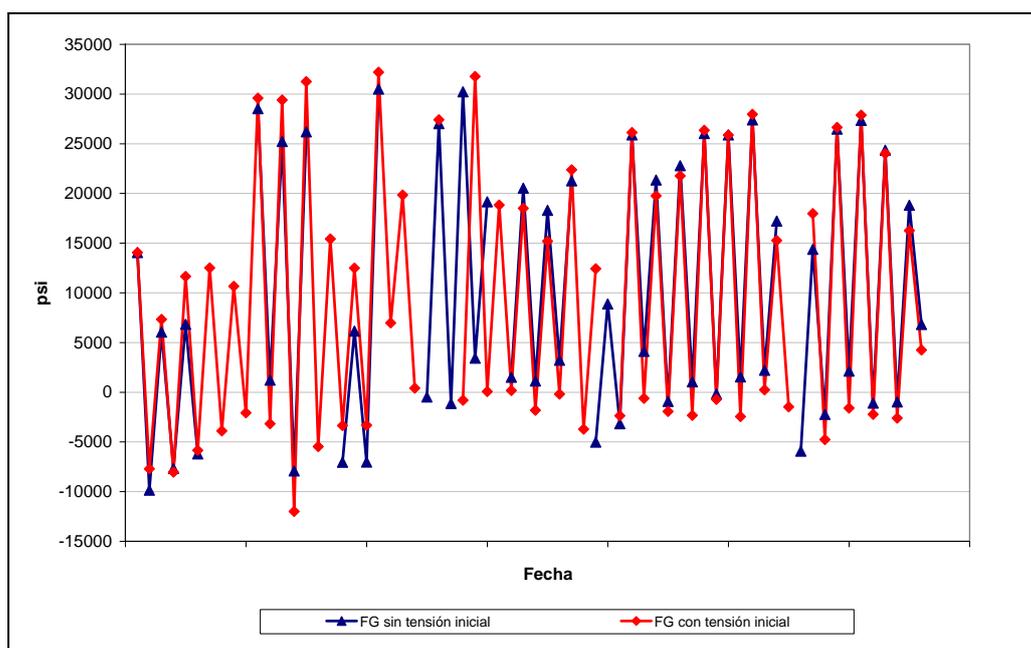


Figura 6.39. Picos y valles durante el periodo 2003-2009 en el Safe end

Tabla 6.5. Daño a fatiga en transitorios de diseño en el side considerando FG con y sin valor de tensión inicial

Transitorio	DAÑO A FATIGA (U) SIDE					
	FG SIN TENSION INICIAL			FG CON TENSION INICIAL		
	U unitario	Nº de transitorios en 40 años	U unitario en 40 años	U unitario	Nº de transitorios en 40 años	U unitario en 40 años
Arranque	1.2751E-04	120	1.5301E-02	1.3874E-04	120	1.6648E-02
Pérdida de los calentadores de A.A	0.00	10	0.00	0.00	10	0.00
Pérdida parcial de los calentadores de A.A.	0.00	70	0.00	0.00	70	0.00
Scram por disparo de turbina	4.9780E-07	40	1.9912E-05	5.5362E-07	40	2.2145E-05
Otros scrams	7.4225E-07	140	1.0391E-04	8.2405E-07	140	1.1537E-04
Parada	1.0625E-04	120	1.2750E-02	1.1550E-04	120	1.3860E-02
Blowdown/ actuación de válvulas de alivio/ seguridad	1.0625E-04	8	8.4998E-04	1.1550E-04	8	9.2402E-04
Prueba de presión de diseño	0.00	130	0.00	0.00	130	0.00
Pérdida de las bombas de A.A.	8.4278E-06	10	8.4278E-05	9.7031E-06	10	9.7031E-05
Inyección del LPCI	3.2564E-04	5	1.6282E-03	3.4931E-04	5	1.7466E-03

U_{TOTAL 40 AÑOS}	3.0737E-2	U_{TOTAL 40 AÑOS}	3.3414E-2
----------------------------------	------------------	----------------------------------	------------------

U_{TOTAL 60 AÑOS}	4.6105E-2	U_{TOTAL 60 AÑOS}	5.0121E-2
----------------------------------	------------------	----------------------------------	------------------

Tabla 6.6. Daño a fatiga en transitorios de diseño en el Safe end considerando FG con y sin valor de tensión inicial

Transitorio	DAÑO A FATIGA (U) SE					
	FG SIN TENSION INICIAL			FG CON TENSION INICIAL		
	U unitario	Nº de transitorios en 40 años	U unitario en 40 años	U unitario	Nº de transitorios en 40 años	U unitario en 40 años
Arranque	2.1741E-05	120	2.6089E-03	2.1886E-05	120	2.6263E-03
Reducción diaria al 75 % de potencia	0.00	10000	0.00	0.00	10000	0.00
Reducción semanal al 50 % de potencia	0.00	2000	0.00	0.00	2000	0.00
Prueba de las barras de control	0.00	50000	0.00	0.00	50000	0.00
Cambio de posición de las barras de control	0.00	400	0.00	0.00	400	0.00
Pérdida de los calentadores de AA	0.00	80	0.00	1.5140E-07	80	1.2112E-05
Inyección de refrigerante	3.4999E-04	10	3.4999E-03	5.0111E-04	10	5.0111E-03
Interrupción del caudal de AA	1.8484E-05	80	1.4787E-03	4.5427E-05	80	3.6341E-03
Scram	3.0051E-05	200	6.0101E-03	5.3091E-05	200	1.0618E-02
Disparo de la turbina	1.1895E-07	40	4.7579E-06	4.3533E-06	40	1.7413E-04
Sobrepresión de 1250 psig	1.0515E-05	1	1.0515E-05	3.0553E-05	1	3.0553E-05
Sobrepresión de 1375 psig	1.4346E-05	1	1.4346E-05	3.6800E-05	1	3.6800E-05
Parada	2.5766E-04	120	3.0919E-02	3.5437E-04	120	4.2524E-02
Hot standby	1.3728E-04	2600	3.5693E-01	2.2618E-04	2600	5.8807E-01
Blowdown	8.8305E-06	1	8.8305E-06	2.5650E-05	1	2.5650E-05
Prueba hidrostática	1.4360E-09	130	1.8669E-07	1.4360E-09	130	1.8669E-07

U_{TOTAL 40 AÑOS}	4.0148E-1	U_{TOTAL 40 AÑOS}	6.5276E-1
----------------------------------	------------------	----------------------------------	------------------

U_{TOTAL 60 AÑOS}	6.0223E-1	U_{TOTAL 60 AÑOS}	9.7914E-1
----------------------------------	------------------	----------------------------------	------------------

Tabla 6.7. Daño a fatiga en el Side por los transitorios reales en el periodo 2003-2009

DAÑO A FATIGA (U) SIDE PERIODO 2003-2009	
FG SIN TENSION INICIAL	FG CON TENSION INICIAL
1.31146 E-3	1.44167 E-3

Tabla 6.8. Daño a fatiga en el Safe end por los transitorios reales en el periodo 2003-2009

DAÑO A FATIGA (U) SAFE END PERIODO 2003-2009	
FG SIN TENSION INICIAL	FG CON TENSION INICIAL
1.68549 E-4	2.1172 E-4

6.1.2.6. DISCUSION (II)

Un primer análisis del daño fatiga tanto en los transitorios de diseño (Tabla 6.5 y Tabla 6.6) como en el periodo de 2003-2009 de transitorios reales (Tabla 6.7 y Tabla 6.8) muestra como la traslación al origen de la función de Green reduce el valor del factor de uso acumulado.

En el caso de la localización crítica *side* cuyo valor de tensión inicial de la función de Green era muy pequeño (ver Tabla 6.4), la reducción del daño a fatiga es de aproximadamente un 10%. En el caso del *Safe end*, con valores iniciales de tensión en las funciones de Green más altos (ver Tabla 6.4), el daño a fatiga se reduce alrededor de un 60% en los transitorios de diseño y un 25% aproximadamente en los transitorios reales durante el periodo de los 6 años analizados.

Si se analizan los estados tensionales de los transitorios de diseño de la localización del *Safe end* (Figura 6.22 a Figura 6.37) se puede observar las diferencias existentes entre las tensiones calculadas en dicha localización al emplear en los cálculos funciones de Green con y sin tensión inicial. Al emplear funciones de Green con valor inicial de tensión (*steady state*) se genera un escalón de tensión proporcional a la variación térmica registrada y al valor de la tensión inicial de la función de Green.

En el caso del *side* de la té unión RRCC/LPCI, las diferencias en el estado tensional de los transitorios de diseño (Figura 6.12 a Figura 6.21) son mínimas, ya que el valor inicial de tensión de las funciones de Green es pequeño, y por tanto también lo es el escalón de tensión introducido en cada variación térmica que se produce.

Las diferencias del daño a fatiga al emplear unas u otras funciones de Green se reflejan igualmente en los picos y valles que se producen en los transitorios reales analizados (Figura 6.38 y Figura 6.39), siendo prácticamente similares en el caso del *side*, y existiendo ciertas diferencias en la localización del *safe end*.

La evaluación mediante funciones de Green sin valor inicial de tensión, esto es, trasladadas al origen, parece que siempre va a producir menores valores de daño a fatiga. Las funciones de Green con valor inicial de tensión van a introducir una variación tensional que en función del transitorio y la localización tendrá un efecto mayor o menor en el cálculo del daño a fatiga final.

El análisis aquí realizado, por tanto, ha puesto de manifiesto la reducción del daño a fatiga evaluado cuando se trasladan al origen las funciones de Green, que además, es el procedimiento correcto de calcular las tensiones, una vez demostrada la arbitrariedad de este valor inicial de tensión. Hay que tener en consideración que una reducción del daño a fatiga de un 10%, que a

priori parece despreciable, supone sobre una vida de 40 años de un componente, un aumento de ésta de 4 años.

6.2. DAÑO A FATIGA SEGÚN EL ACOPLAMIENTO TENSIONAL Y FRENTE AL DAÑO REAL

En el Capítulo 5 de este trabajo se explicó detalladamente el procedimiento de evaluación tensional que realizaban los sistemas de monitorización, basado en el acoplamiento de las diferentes tensiones originadas por cargas diferentes, y como dicho procedimiento tensional lleva asociado una serie de inexactitudes, que lógicamente se verá reflejado en la evaluación del daño a fatiga.

Hay que indicar de nuevo que el objetivo de una evaluación tensional es conocer el estado tensional existente en el componente de análisis, y en consecuencia, la degradación real que ha tenido debido a la fatiga en él generada. Los diferentes procedimientos desarrollados, como es el caso del implementado en los sistemas de monitorización, tratan de realizar una evaluación lo más ajustada a la realidad, esto es, que la diferencia entre el estado tensional calculado y el estado tensional real sea mínima, y de producirse, exista un cierto grado de conservadurismo.

A continuación se analizan y comparan el estado tensional calculado mediante acoplamiento tensional (acoplamiento positivo y acoplamiento real) frente al estado tensional real del componente. Asimismo se detalla la forma de llevar a cabo esta evaluación de tensión real para su implementación en futuros sistemas de monitorización.

6.2.1. METODOLOGÍAS DE EVALUACIÓN TENSIONAL

La evaluación tensional se realiza mediante los tres procedimientos señalados anteriormente:

- Acoplamiento positivo (ver apartado 5.2.1)
- Acoplamiento real (ver apartado 5.2.3)
- Evaluación tensional real (ver apartado 5.2.4)

6.2.2. COMPONENTE DE ANÁLISIS

El estudio se realiza sobre las localizaciones de la tobera de AA descritas en el Anexo I: *Safe end*, *Blend Radius (Material Base)* y *Blend Radius (Cladding)*.

6.2.3. PARÁMETROS TENSIONALES EMPLEADOS

La evaluación tensional se realiza considerando las siguientes cargas variables que actúan sobre este componente:

- Cargas de presión
- Cargas mecánicas
- Cargas térmicas
- Cargas de estratificación térmica (únicamente en el *Safe end*)

La evaluación tensional de cada carga se realiza aplicando las expresiones definidas en el apartado 3.5 de este documento, siendo los parámetros tensionales de cálculo los siguientes:

► *Tensiones por presión.* Su evaluación se realiza aplicando la ecuación (3.29), siendo la constante A, calculada en el Informe de Tensiones, la que se muestra en la Tabla 6.9.

Tabla 6.9. Valores de A para cada componente de tensión evaluado

Localización Crítica <i>Safe end</i>							
A	S _x	S _y	S _z	S _{xy}	S _{yz}	S _{xz}	S _{INT}
	-0.830	4.051	7.587	-0.576	0	0	8.48
Localización Crítica <i>Blend Radius (Material Base)</i>							
A	S _x	S _y	S _z	S _{xy}	S _{yz}	S _{xz}	S _{INT}
	-0.768	-1.052	37.48	0.672	0	0	39.08
Localización Crítica <i>Blend Radius (Cladding)</i>							
A	S _x	S _y	S _z	S _{xy}	S _{yz}	S _{xz}	S _{INT}
	-1.998	-0.564	40.17	0.566	0	0	42.36

► *Tensiones mecánicas.* En el cálculo se aplica la ecuación (3.31), siendo el parámetro tensional $\sigma_{\text{Mecánica}}$ (intensidad de tensión mecánica a la temperatura T₁₀₀) para las localizaciones de análisis el mostrado en la Tabla 6.10.

Tabla 6.10. Valores de $\sigma_{\text{Mecánica}}$ para cada componente de tensión evaluado

Localización Crítica <i>Safe end</i>							
$\sigma_{\text{Mecánica}}$	S _x	S _y	S _z	S _{xy}	S _{yz}	S _{xz}	S _{INT}
	72	267	8	2398	1	-49	4802
Localización Crítica <i>Blend Radius (Material Base)</i>							
$\sigma_{\text{Mecánica}}$	S _x	S _y	S _z	S _{xy}	S _{yz}	S _{xz}	S _{INT}
	-50	-1	-2	-112	-1	-25	235
Localización Crítica <i>Blend Radius (Cladding)</i>							
$\sigma_{\text{Mecánica}}$	S _x	S _y	S _z	S _{xy}	S _{yz}	S _{xz}	S _{INT}
	-59	-2	-1	-107	-1	-44	239

► *Tensiones térmicas.* La evaluación tensional se realiza aplicando la expresión (3.33). Todas las funciones de influencia térmicas empleadas en este capítulo se muestran en el Anexo III del Capítulo 5.

► *Tensiones de estratificación térmica.* Este tipo de tensión solo aparece en la localización del *safe end*. La evaluación tensional se realiza aplicando la expresión (3.35), empleando las Funciones de Green calculadas en el Anexo III del Capítulo 5. Estas funciones de influencia se emplean bajo los mismos criterios descritos para las funciones de Green de origen térmico.

6.2.4. TRANSITORIOS EVALUADOS

Los transitorios de diseño que se evalúan y que afectan a este componente se encuentran definidos en el Anexo II del Capítulo 5 (Tabla II.1).

6.2.5. EVALUACIÓN TENSIONAL DE LOS TRANSITORIOS DE DISEÑO

6.2.5.1. LOCALIZACIÓN DEL *SAFE END*

En la Figura 6.40 a Figura 6.55 se muestran las tensiones en el *safe end* en los transitorios de diseño que afectan a la tobera de AA.

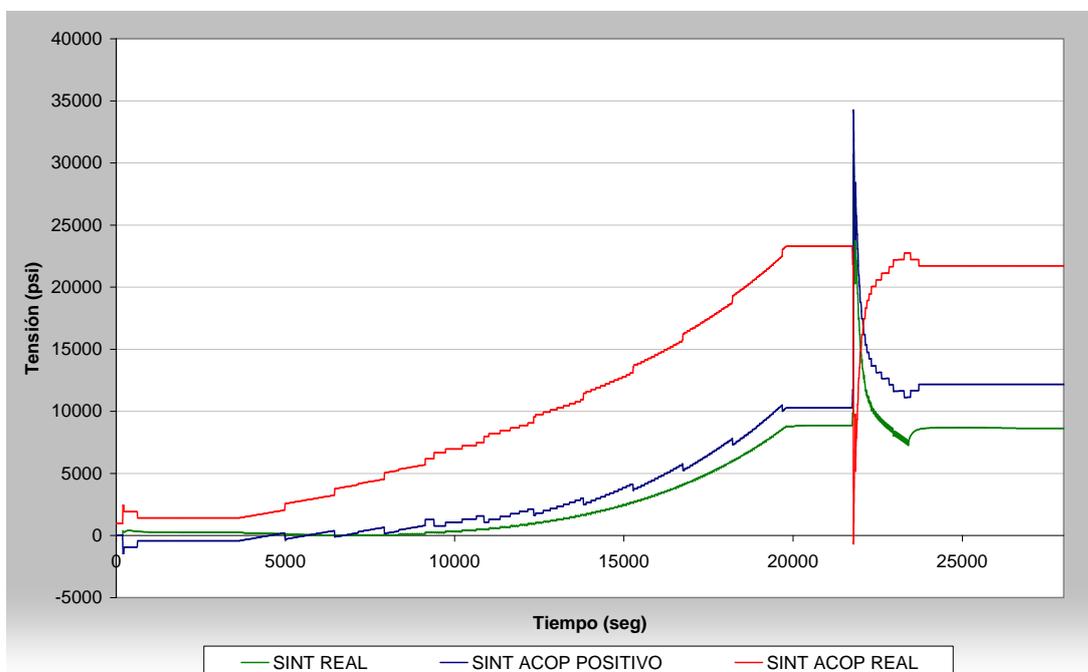


Figura 6.40. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el *Safe end* de la tobera de AA durante el Arranque de diseño (incluye Movimiento de turbina)

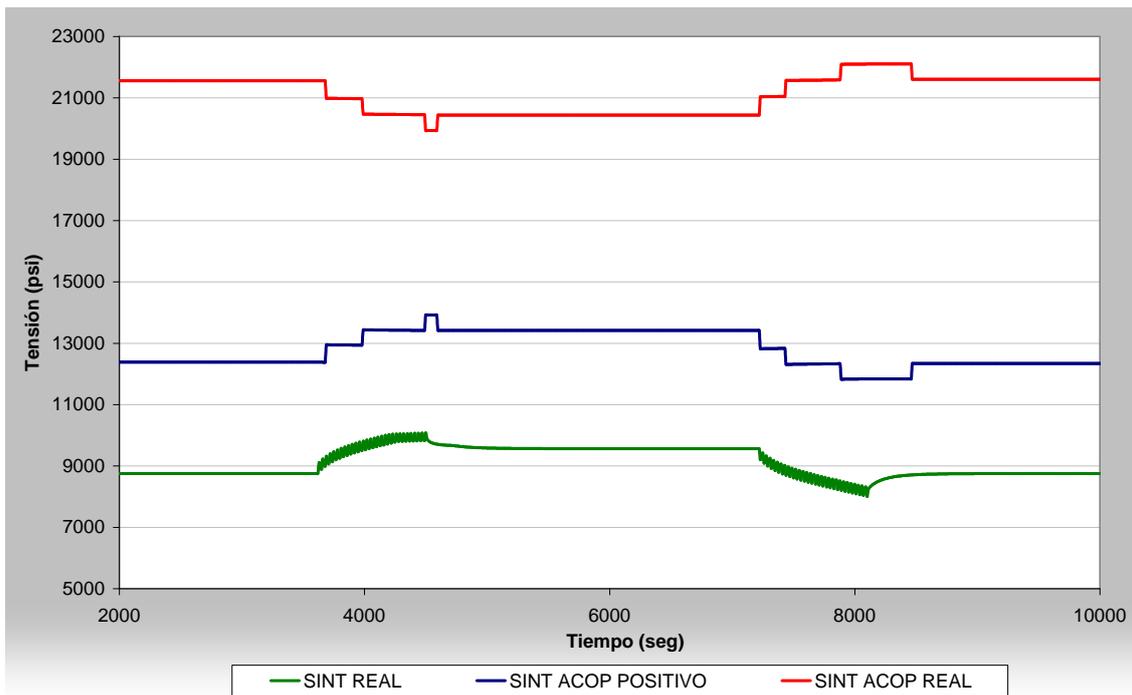


Figura 6.41. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Safe end de la tobera de AA durante la Reducción de potencia al 75%

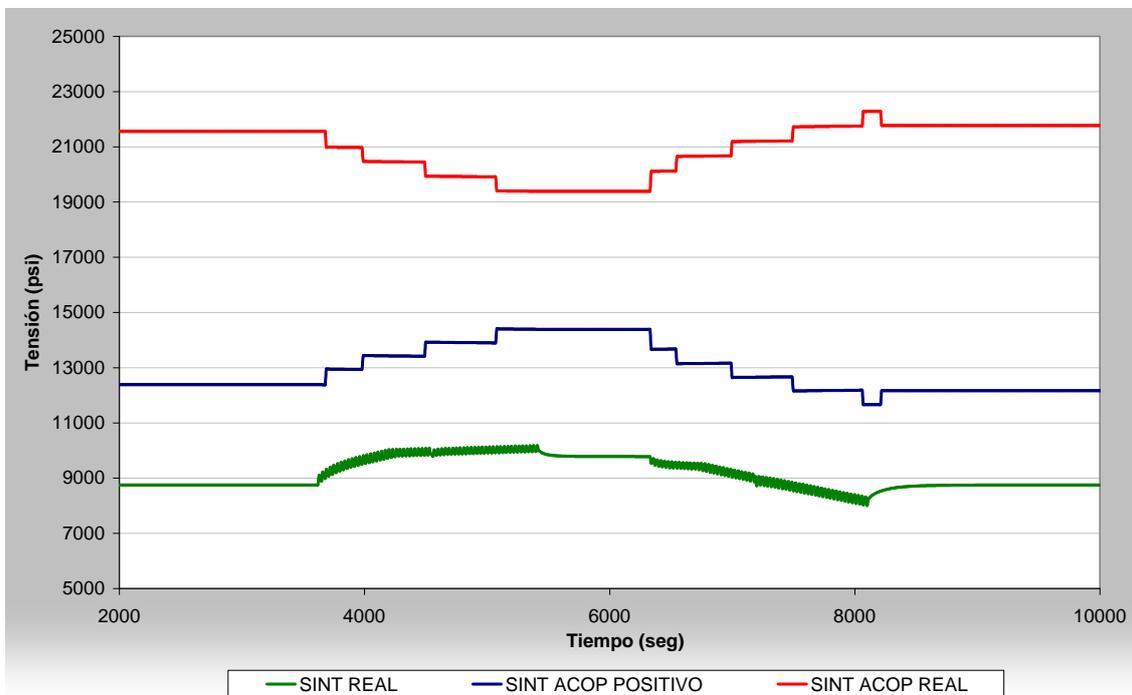


Figura 6.42. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Safe end de la tobera de AA durante la Reducción de potencia al 50%

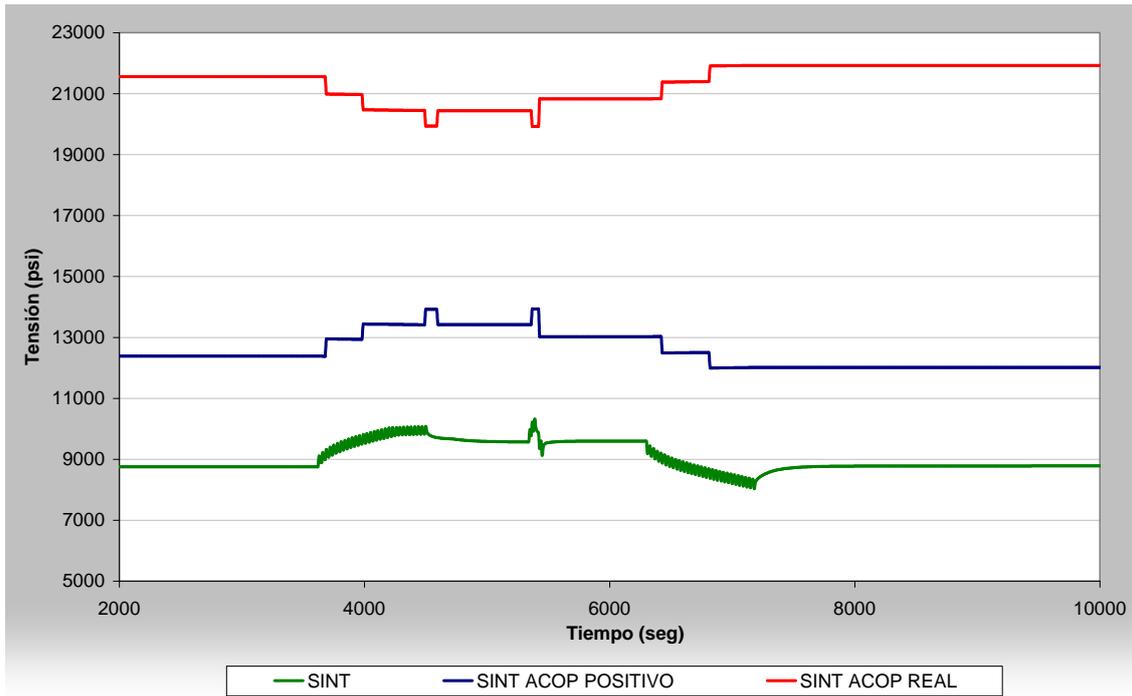


Figura 6.43. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Safe end de la tobera de AA durante las Pruebas de BC

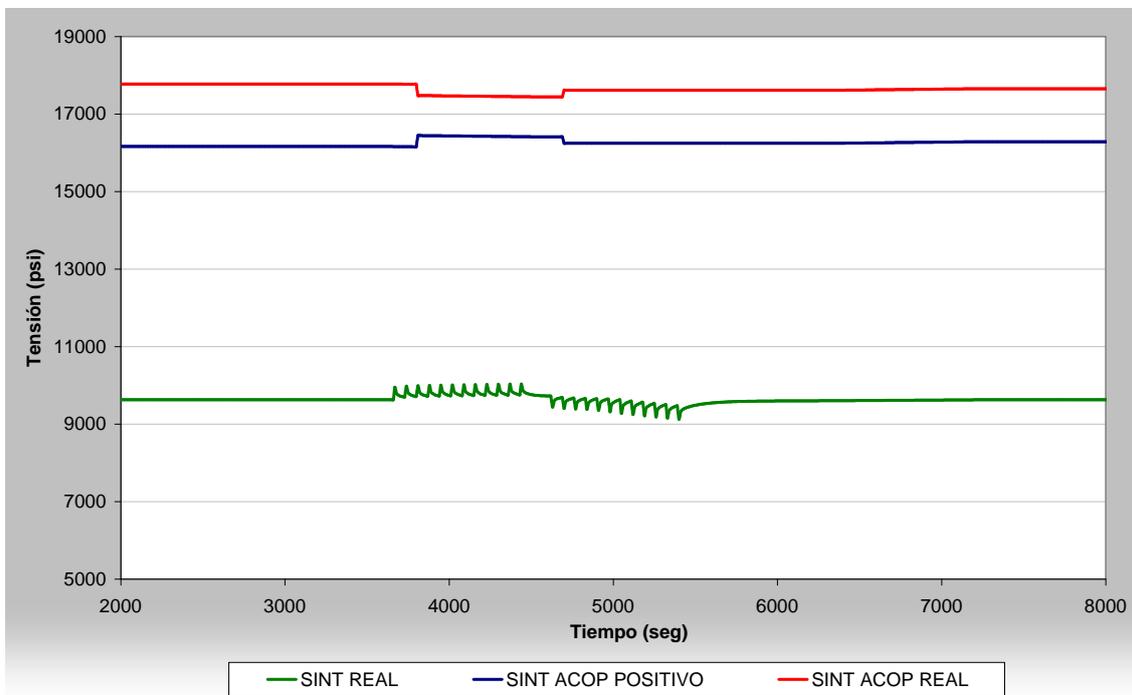


Figura 6.44. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Safe end de la tobera de AA durante el Cambio de posición de las BC

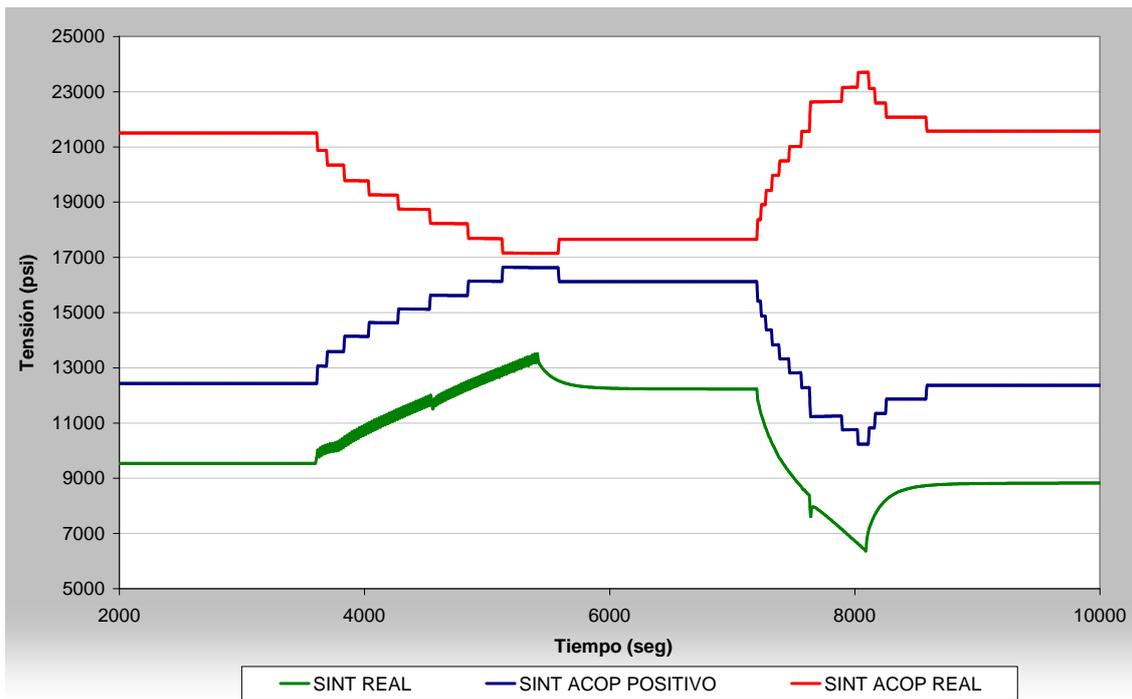


Figura 6.45. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Safe end de la tobera de AA durante la Perdida de Calentadores de AA

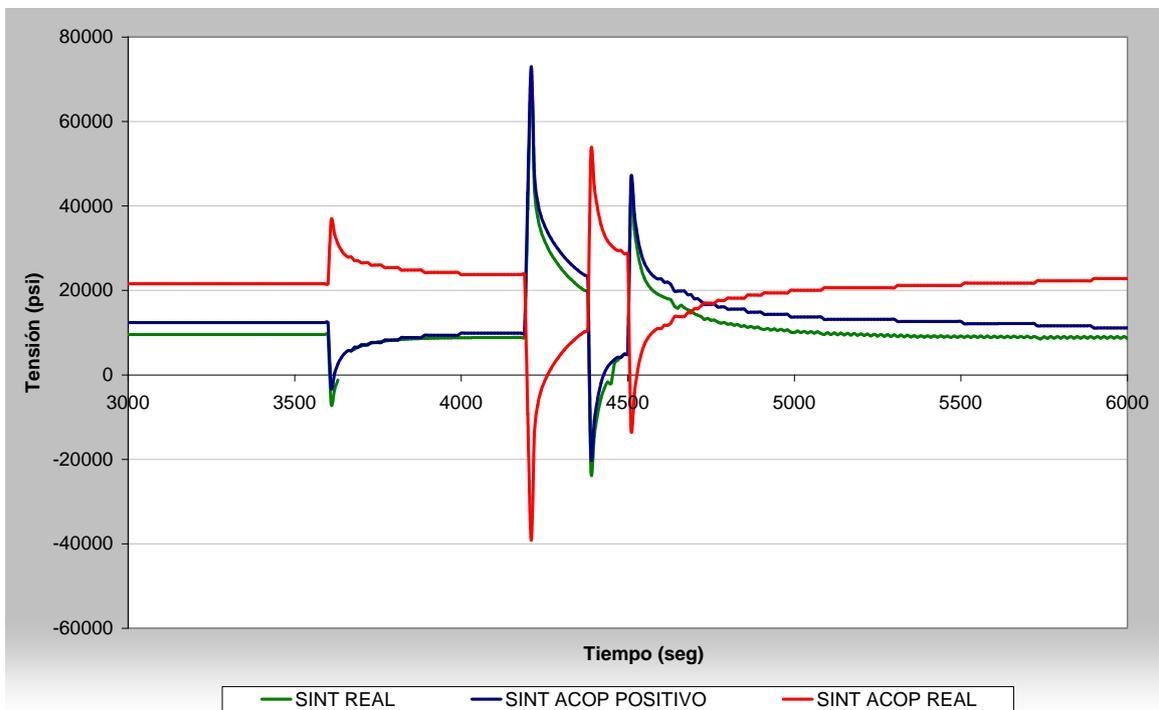


Figura 6.46. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Safe end de la tobera de AA durante la Inyección de Refrigerante

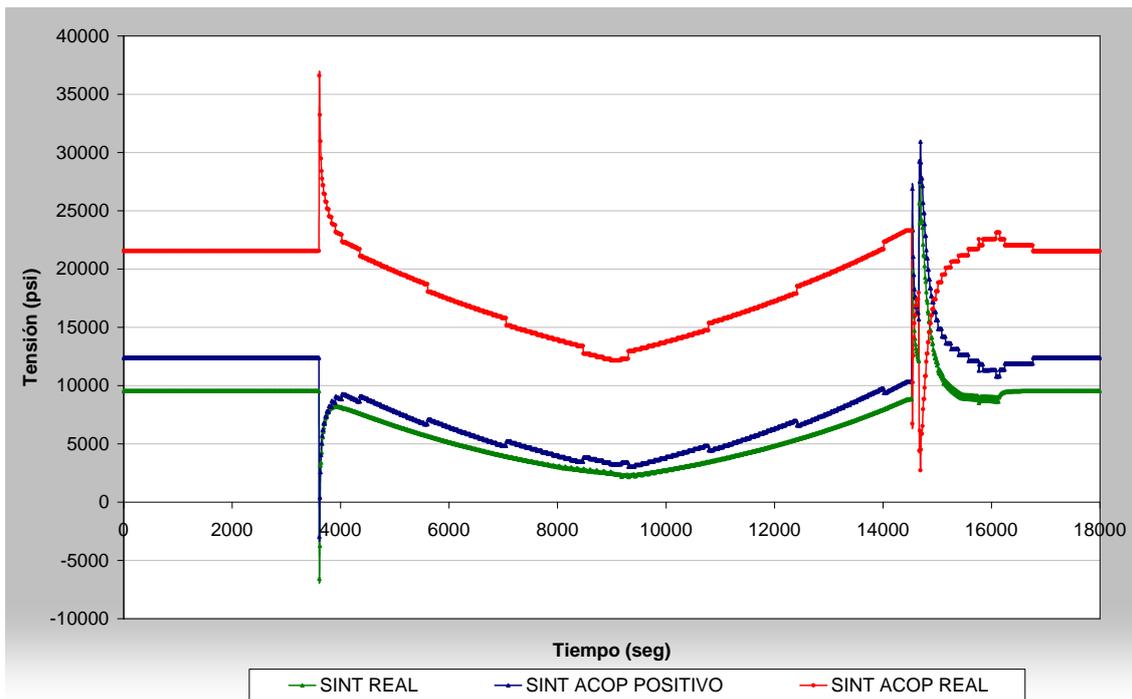


Figura 6.47. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Safe end de la tobera de AA durante la Interrupción de AA

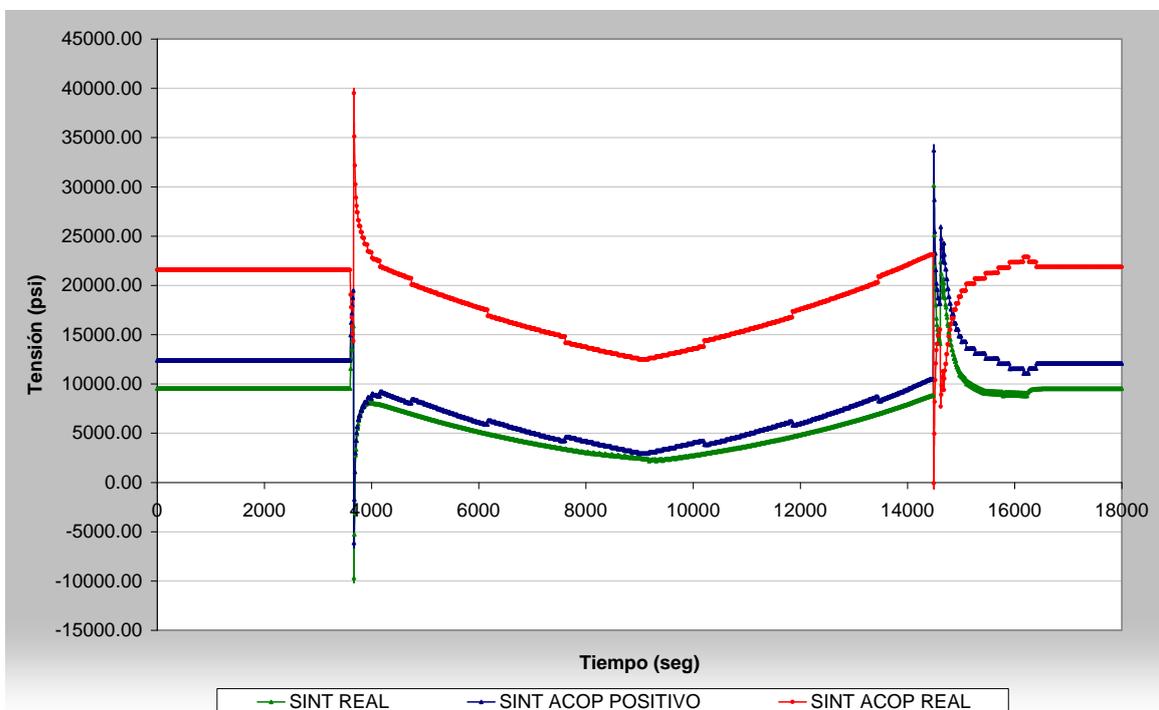


Figura 6.48. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Safe end de la tobera de AA durante el Scram

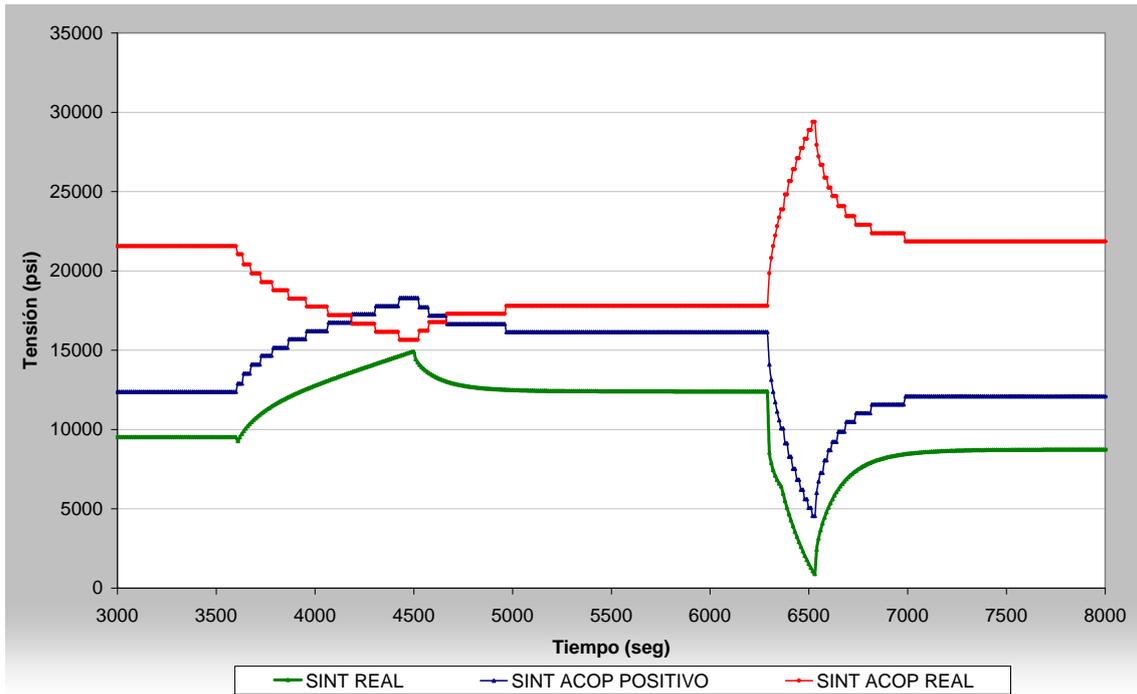


Figura 6.49. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Safe end de la tobera de AA durante el Disparo de turbina

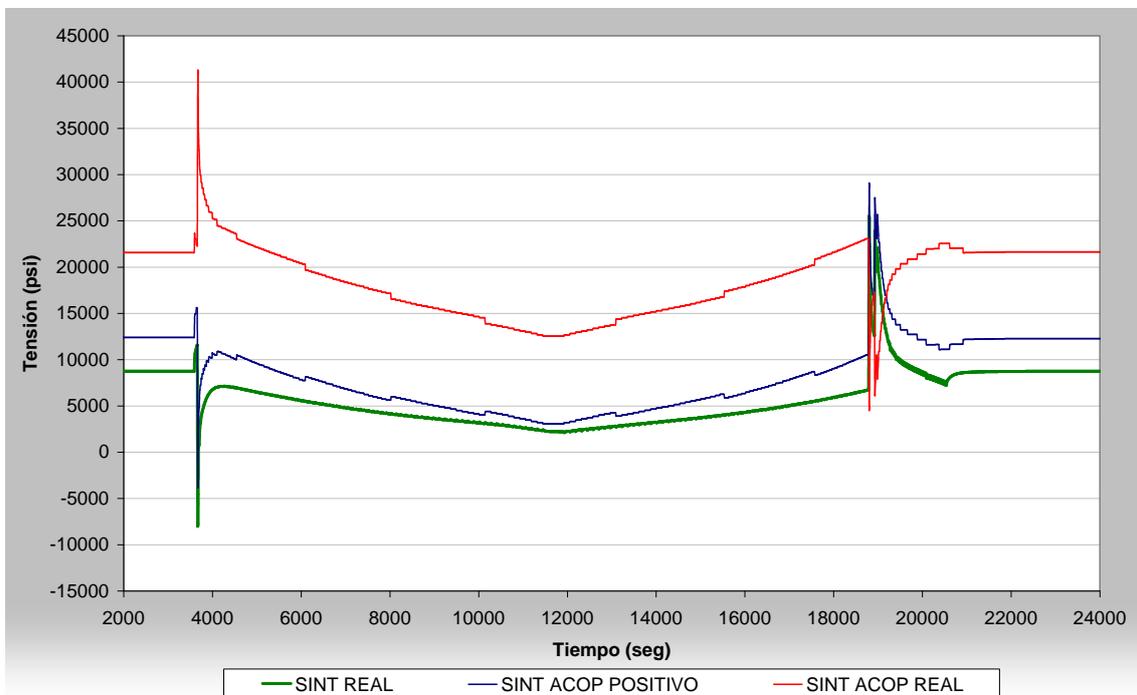


Figura 6.50. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Safe end de la tobera de AA durante la Sobrepresión a 1250 psi

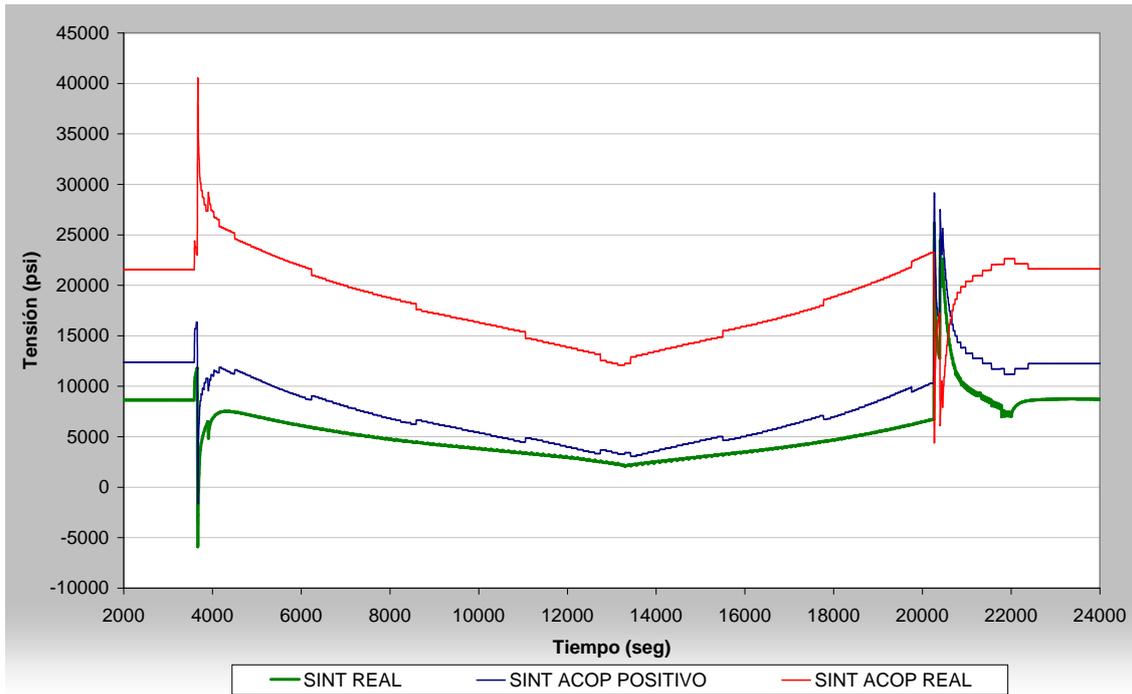


Figura 6.51. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Safe end de la tobera de AA durante la Sobrepresión a 1375 psi

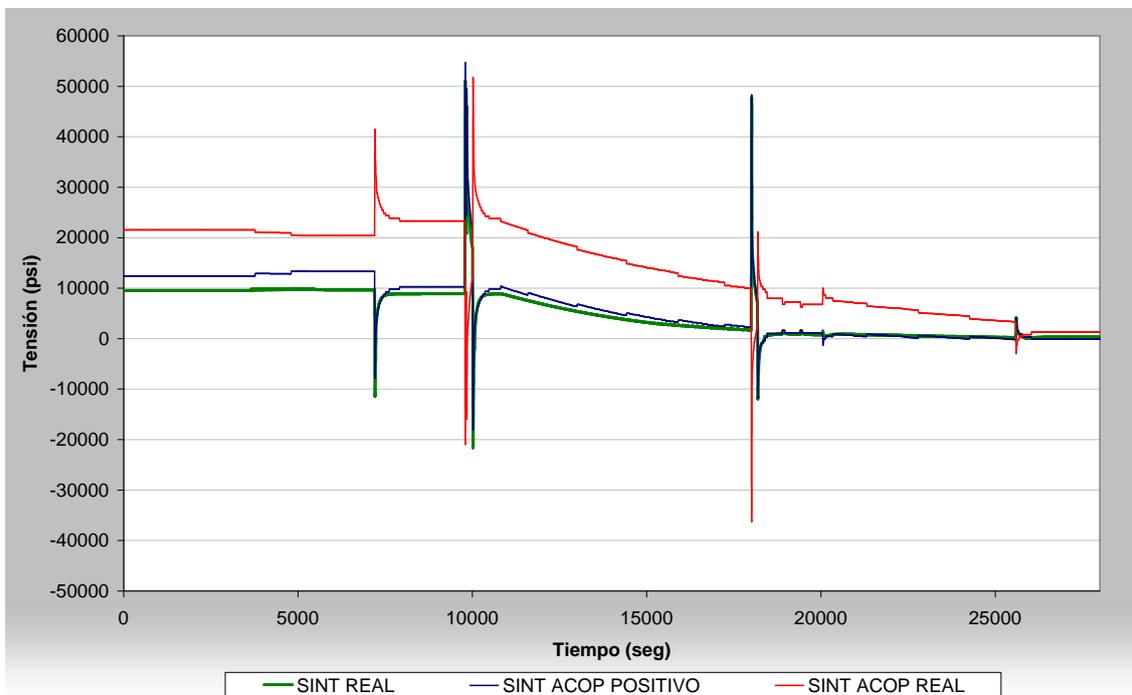


Figura 6.52. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Safe end de la tobera de AA durante la Parada

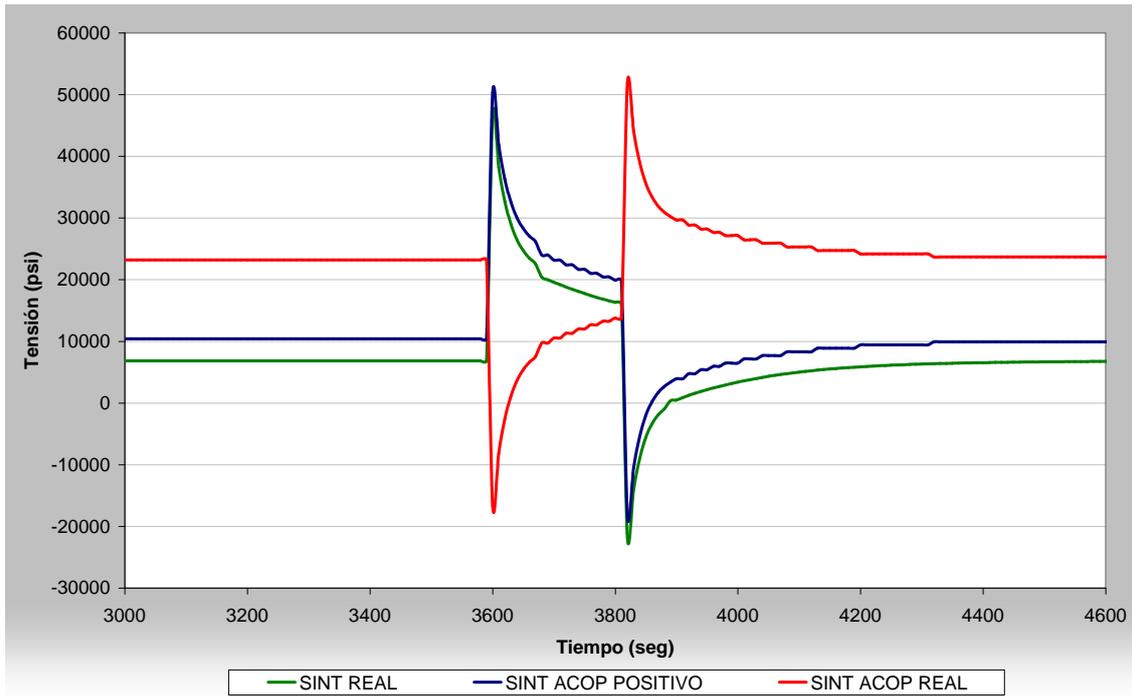


Figura 6.53. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Safe end de la tobera de AA durante el Hot Standby

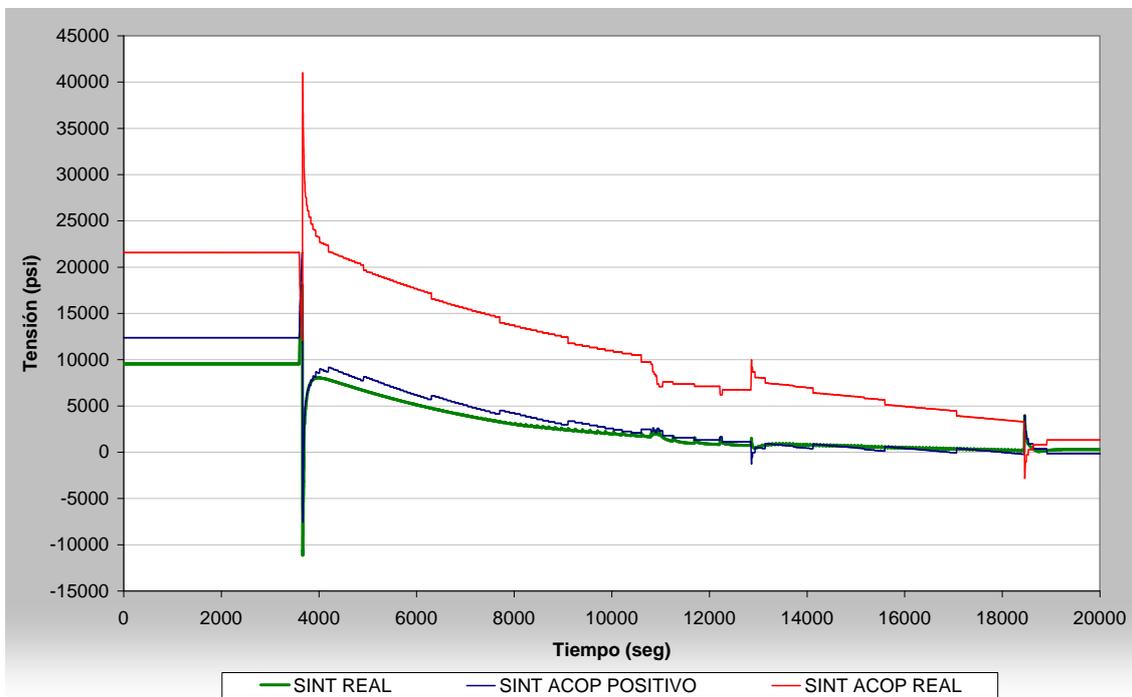


Figura 6.54. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Safe end de la tobera de AA durante el Blowdown

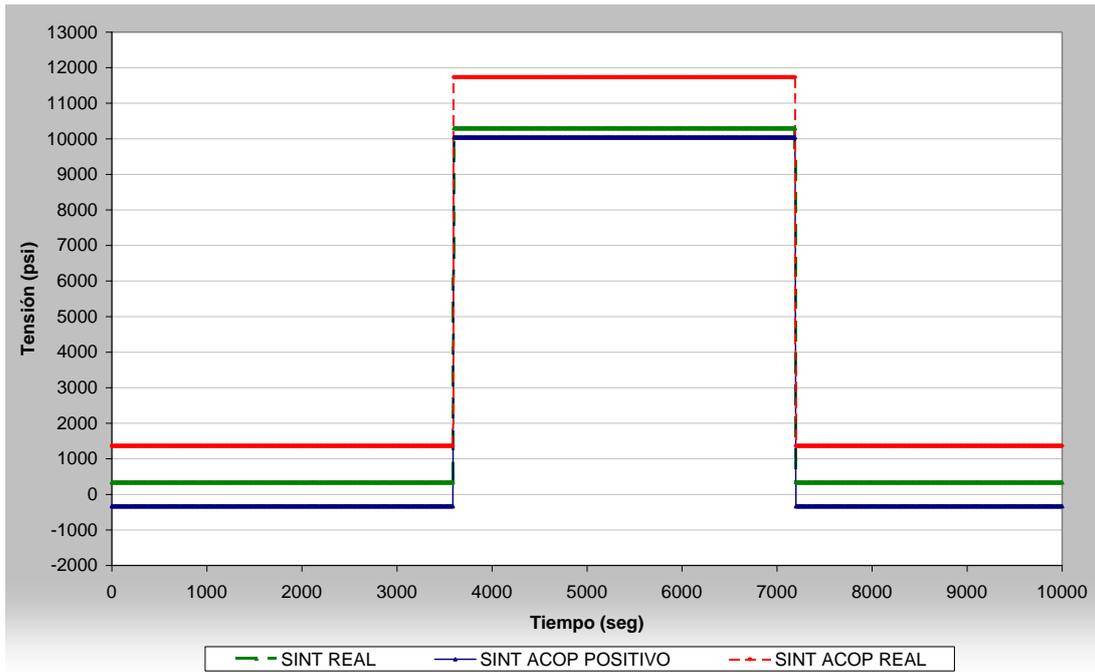


Figura 6.55. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Safe end de la tobera de AA durante la Prueba de Presión

6.2.5.2. LOCALIZACIÓN DEL BLEND RADIUS (MATERIAL BASE)

En la Figura 6.56 a Figura 6.71 se muestran las tensiones en el *Blend radius* en los transitorios de diseño que afectan a la tobera de AA.

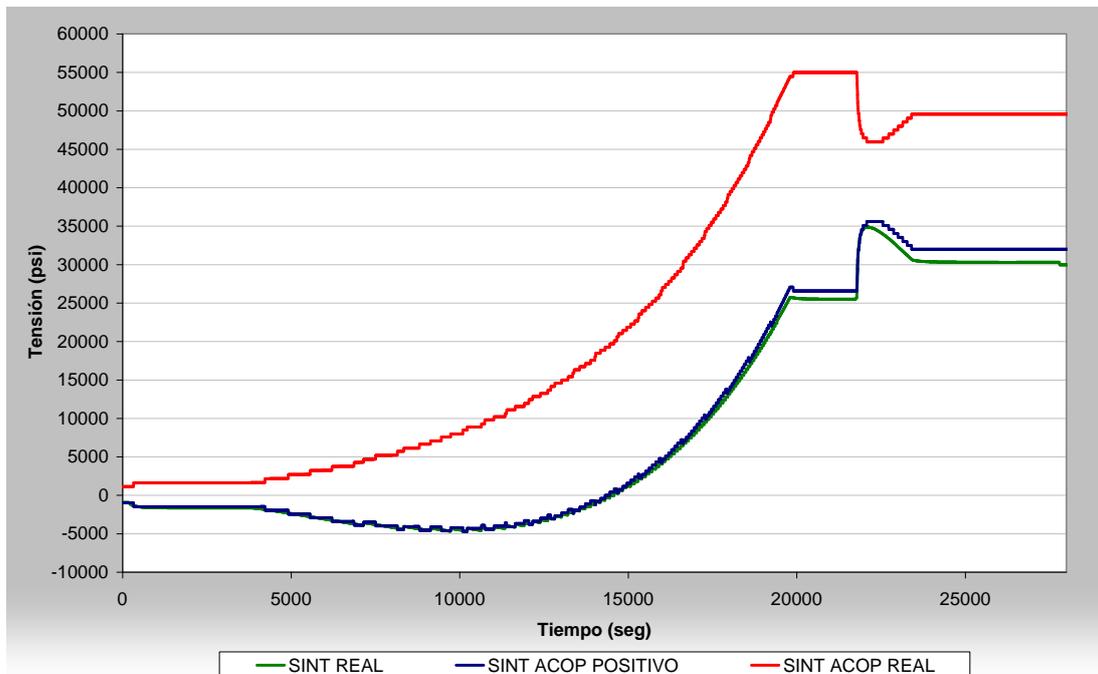


Figura 6.56. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (MB) de la tobera de AA durante el Arranque de diseño (incluye Movimiento de turbina)

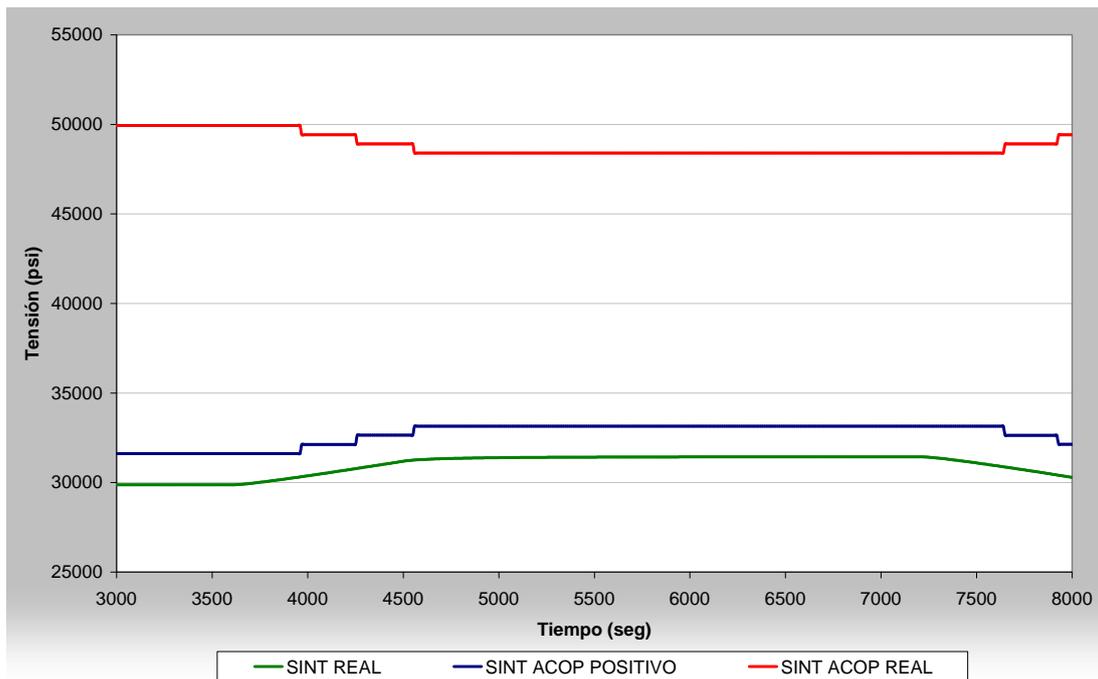


Figura 6.57. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (MB) de la tobera de AA durante la Reducción de potencia al 75%

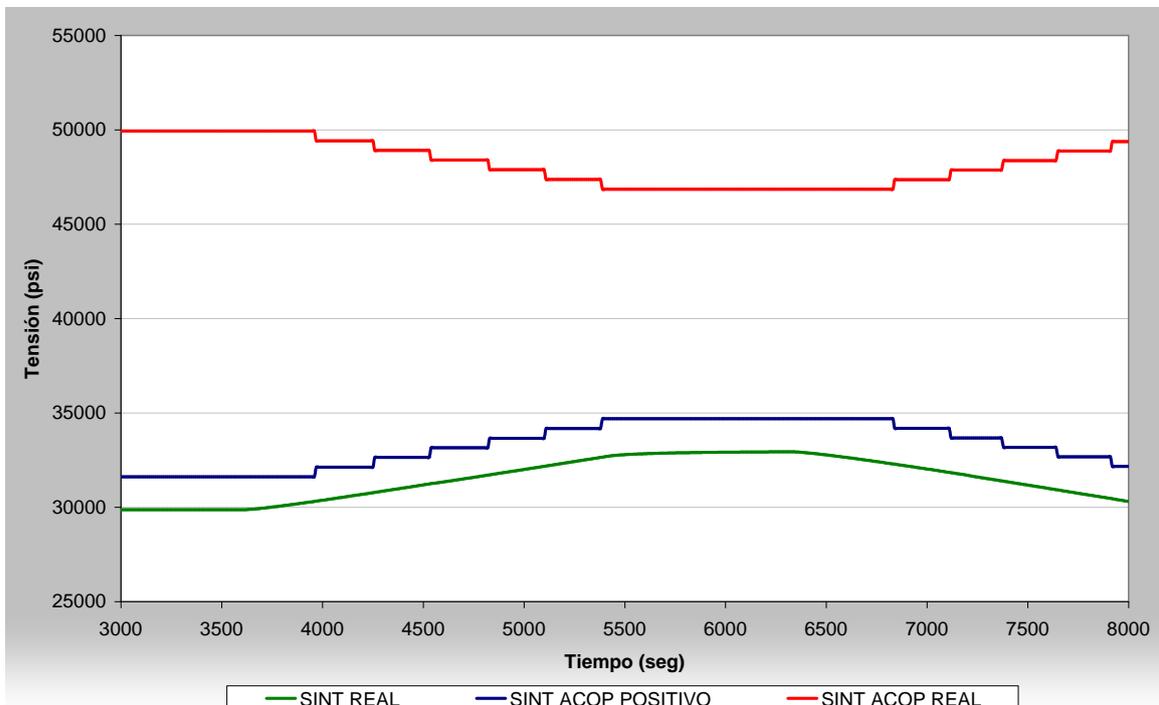


Figura 6.58. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (MB) de la tobera de AA durante la Reducción de potencia al 50%

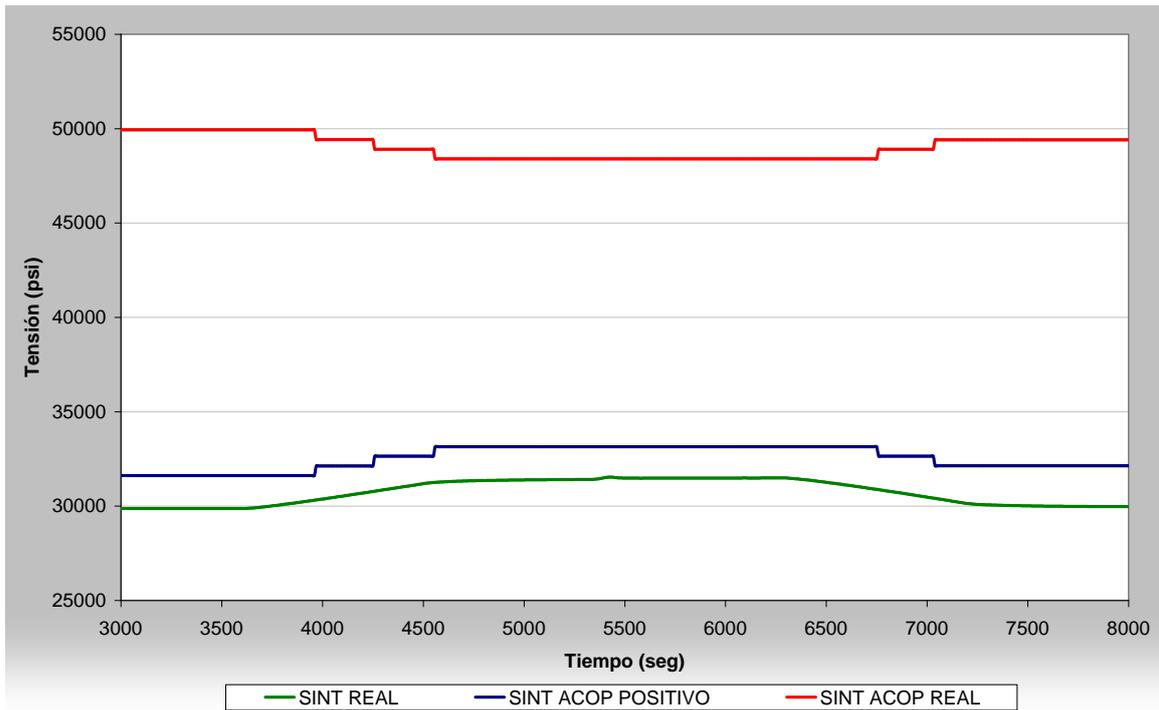


Figura 6.59. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (MB) de la tobera de AA durante las Pruebas de BC

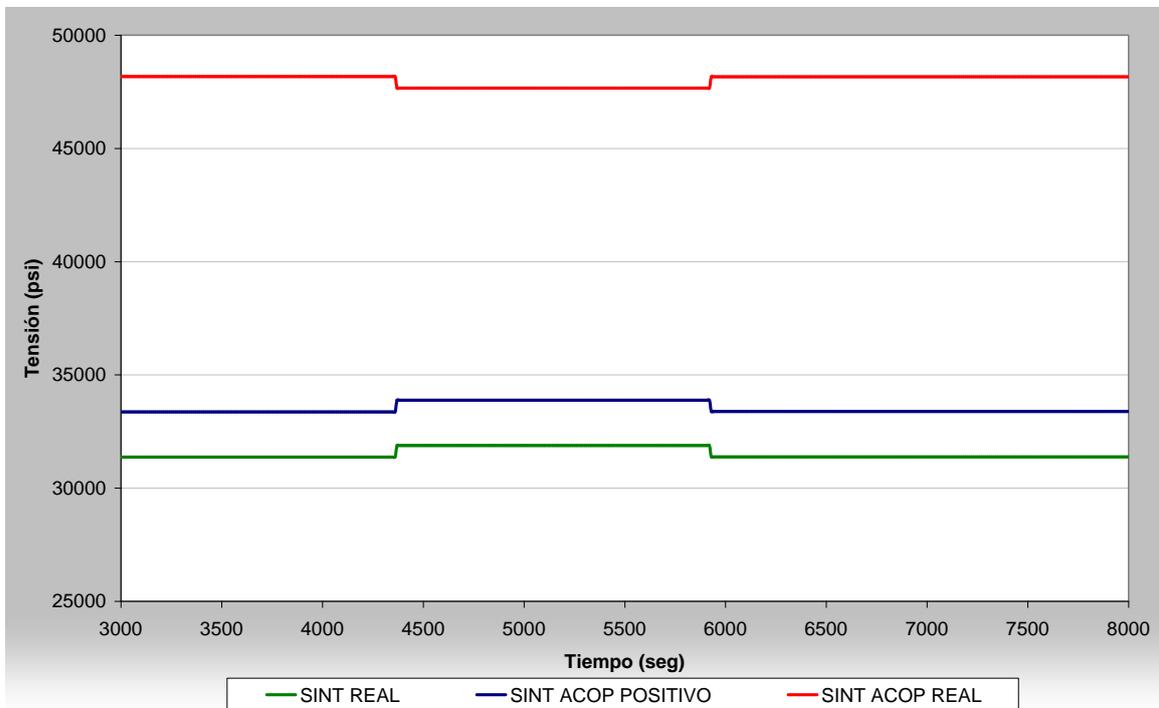


Figura 6.60. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (MB) de la tobera de AA durante el Cambio de posición de las BC

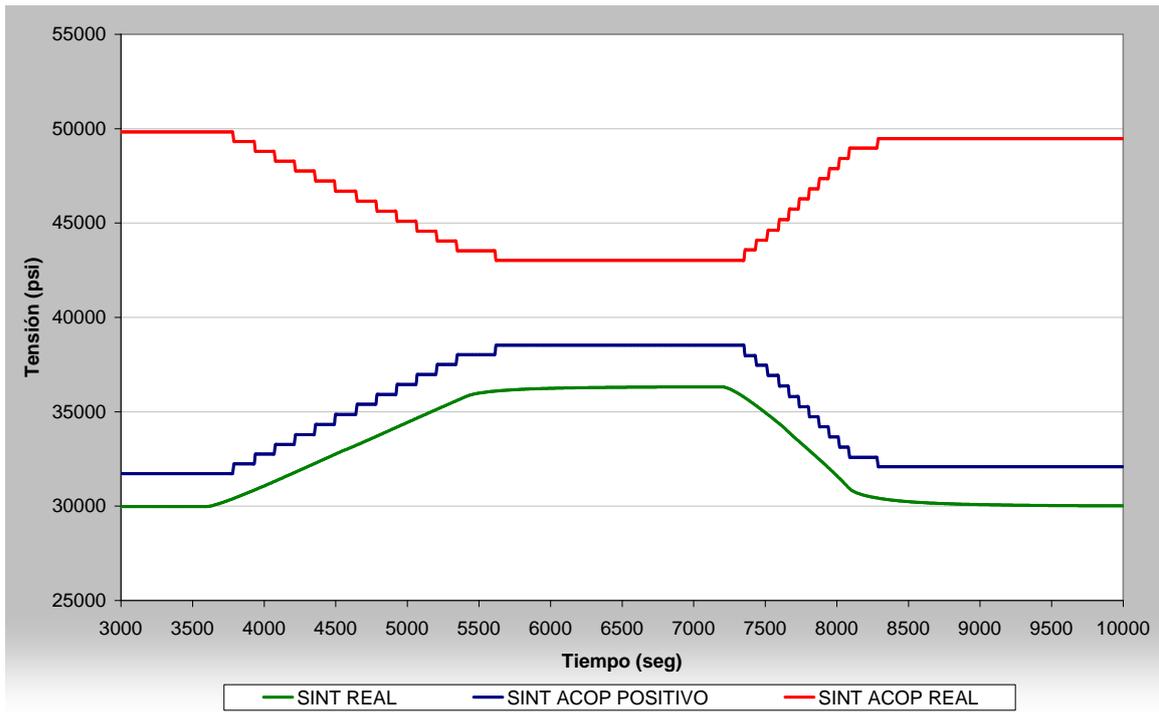


Figura 6.61. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (MB) de la tobera de AA durante la Perdida de Calentadores de AA

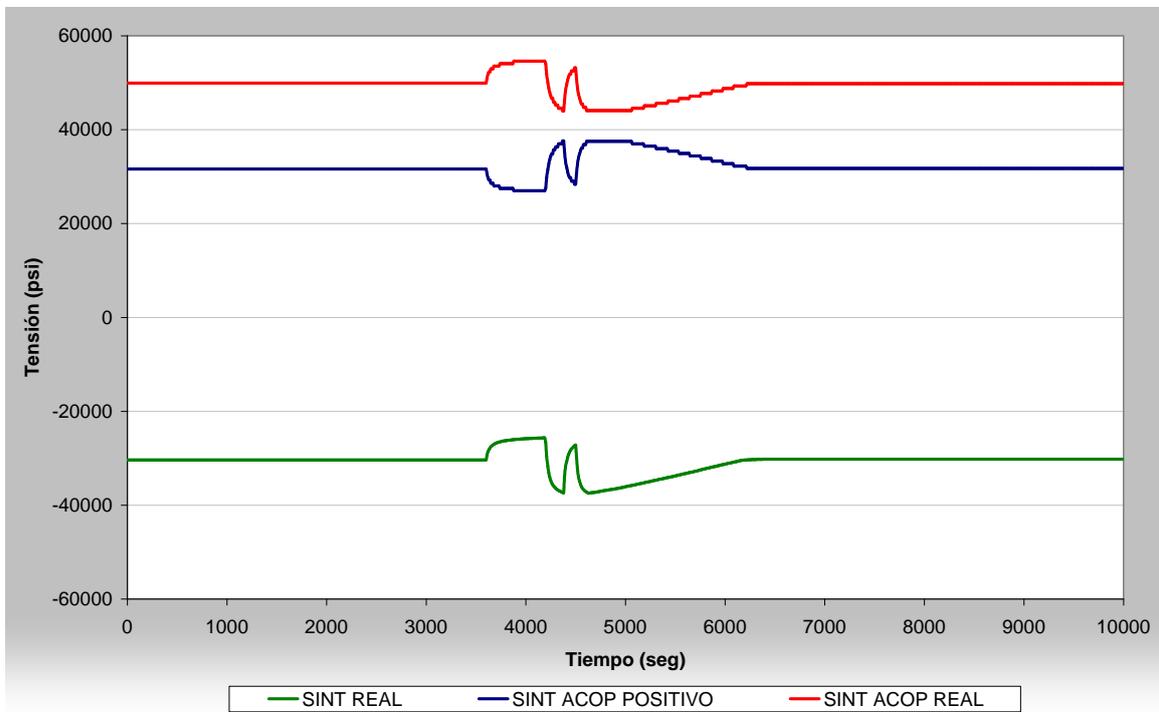


Figura 6.62. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (MB) de la tobera de AA durante la Inyección de Refrigerante

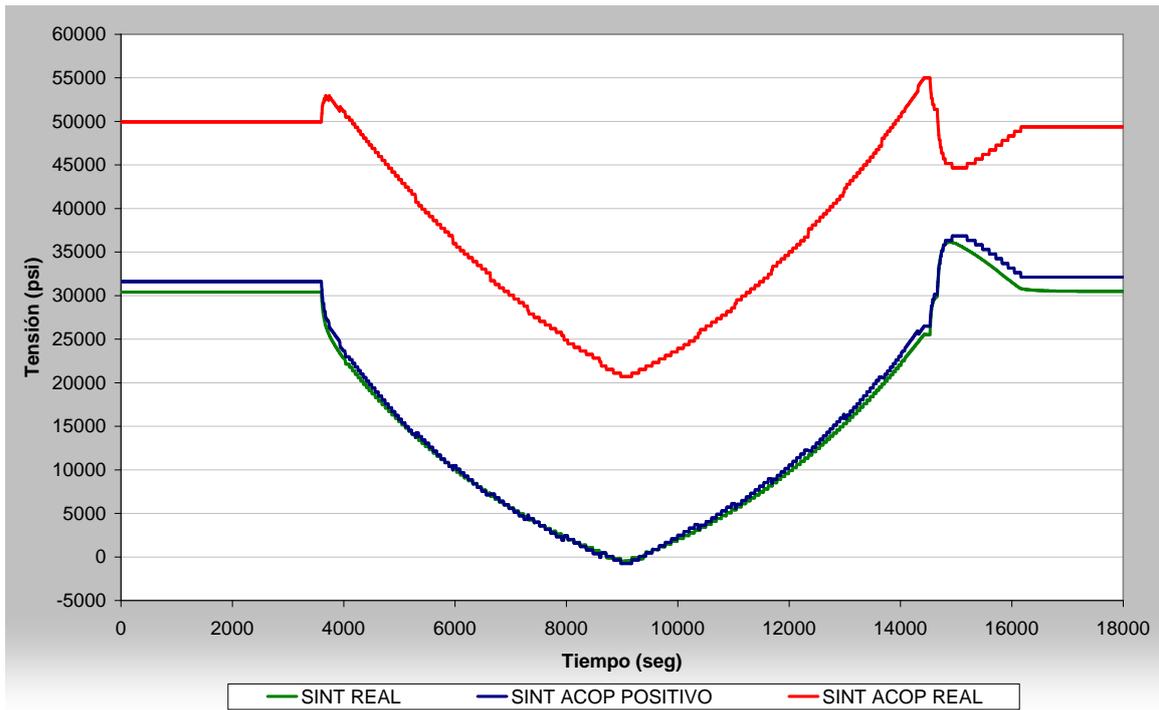


Figura 6.63. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (MB) de la tobera de AA durante la Interrupción de AA

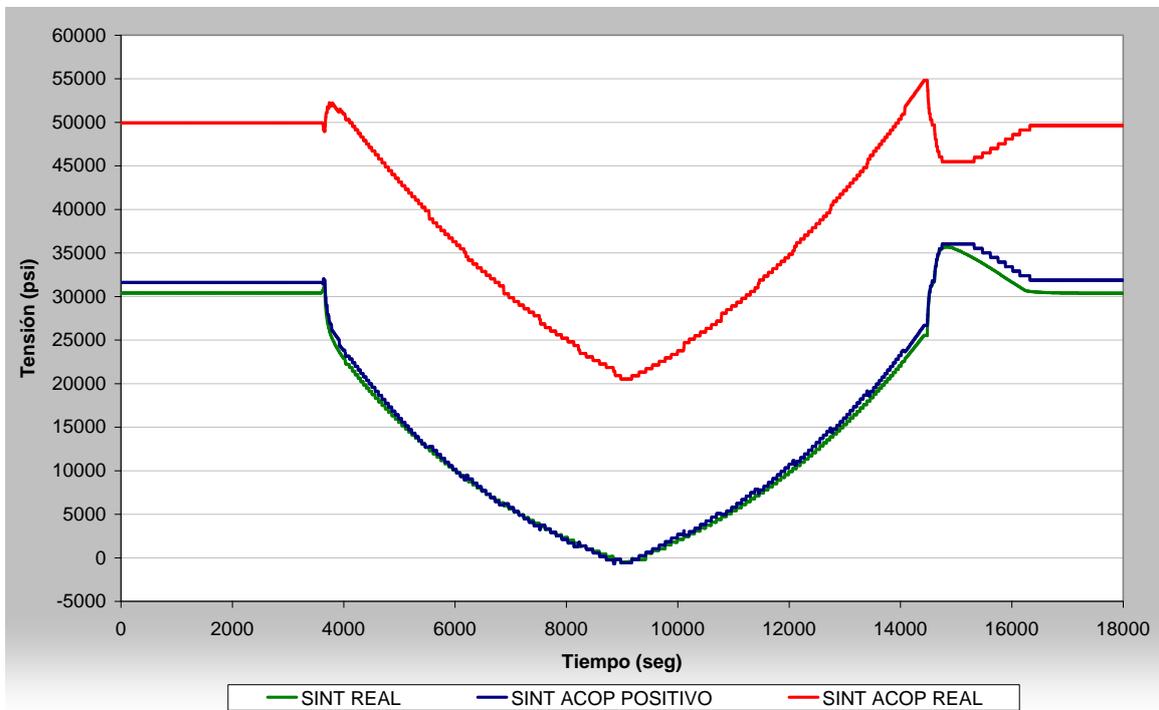


Figura 6.64. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (MB) de la tobera de AA durante el Scram

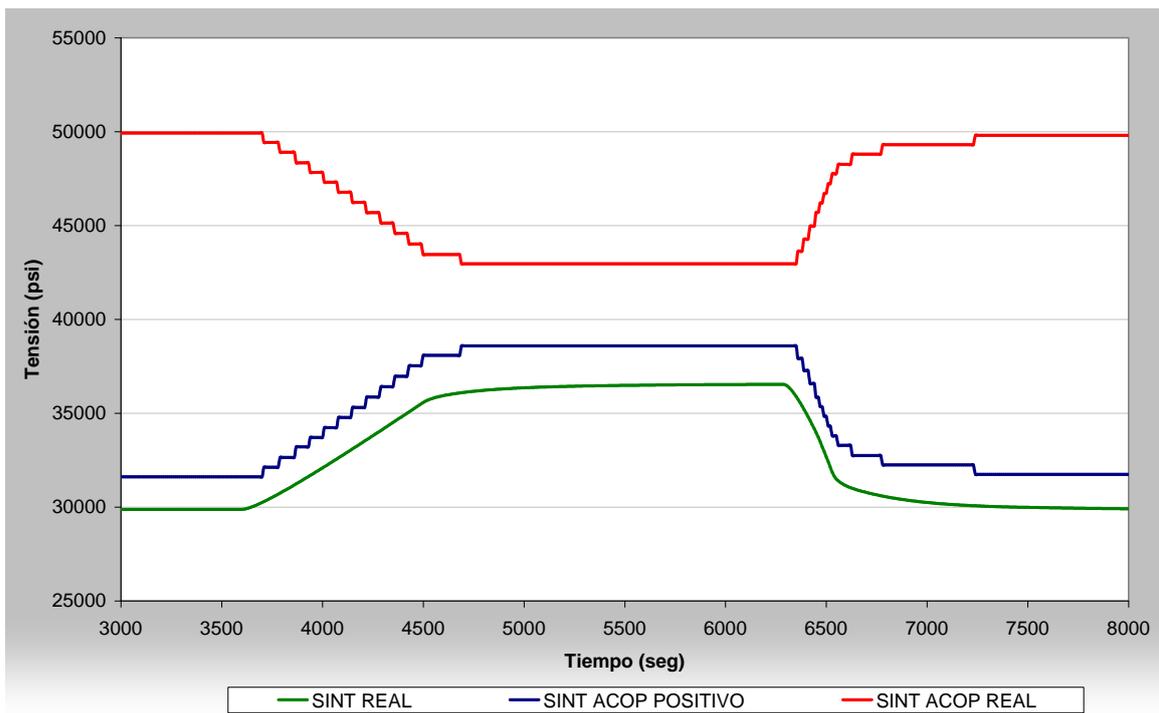


Figura 6.65. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (MB) de la tobera de AA durante el Disparo de Turbina

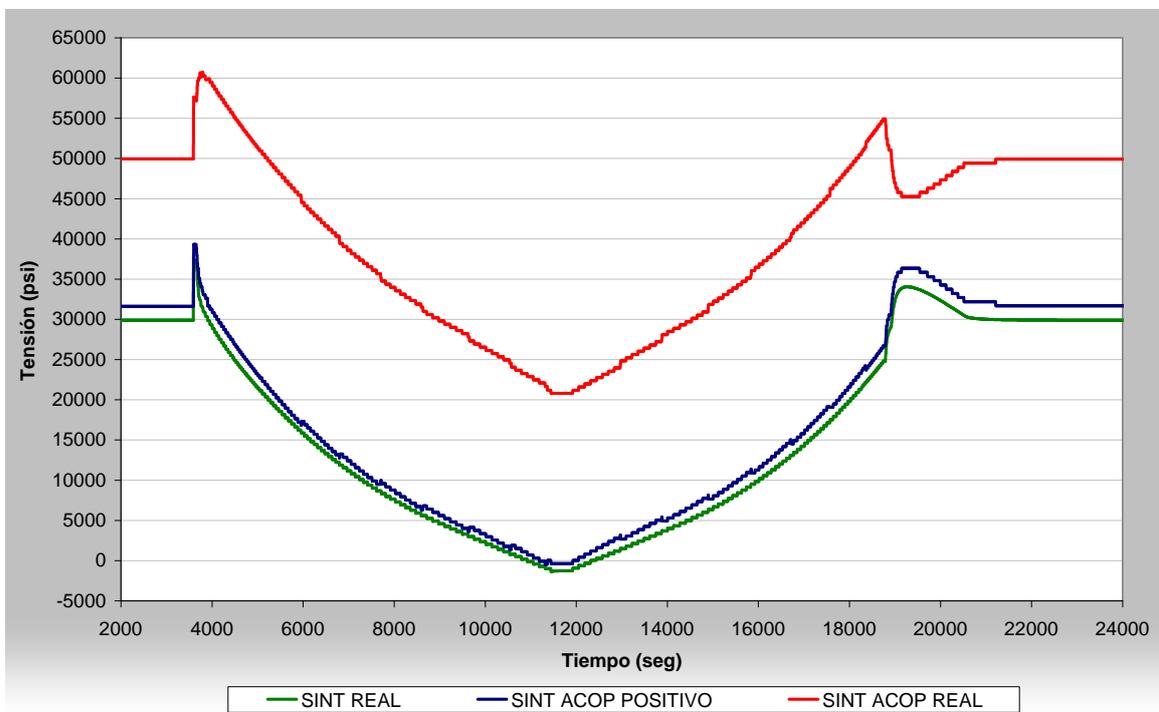


Figura 6.66. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (MB) de la tobera de AA durante la Sobrepresión a 1250 psi

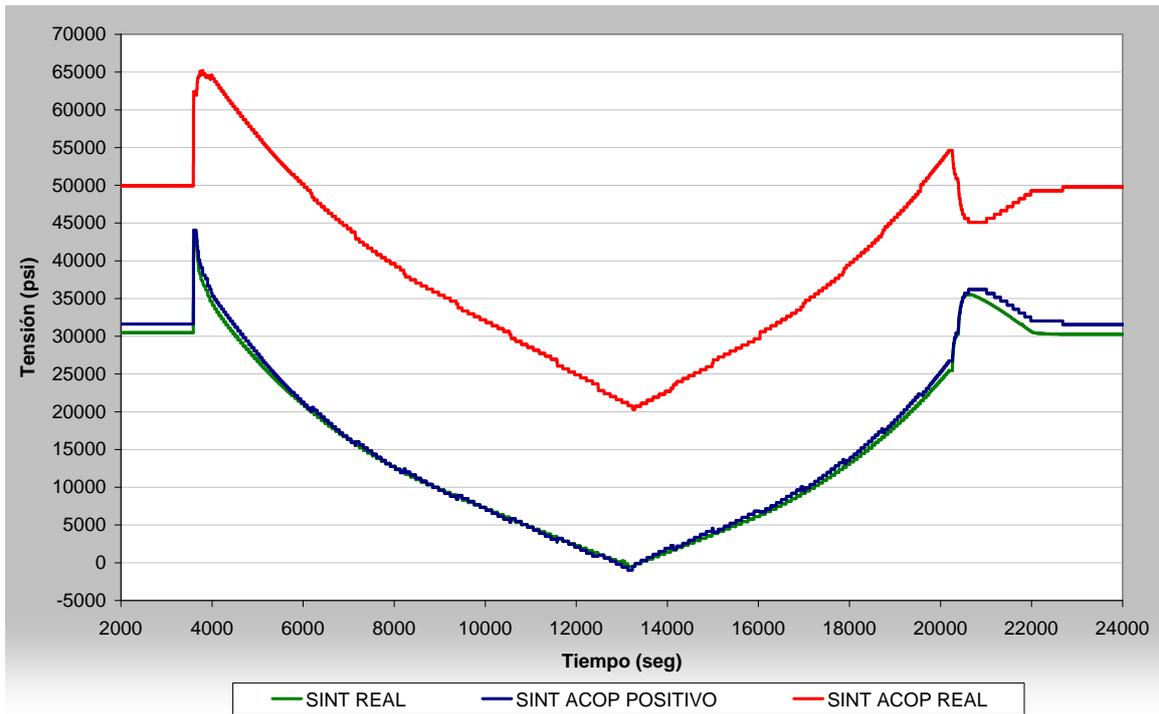


Figura 6.67. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (MB) de la tobera de AA durante la Sobrepresión a 1375 psi

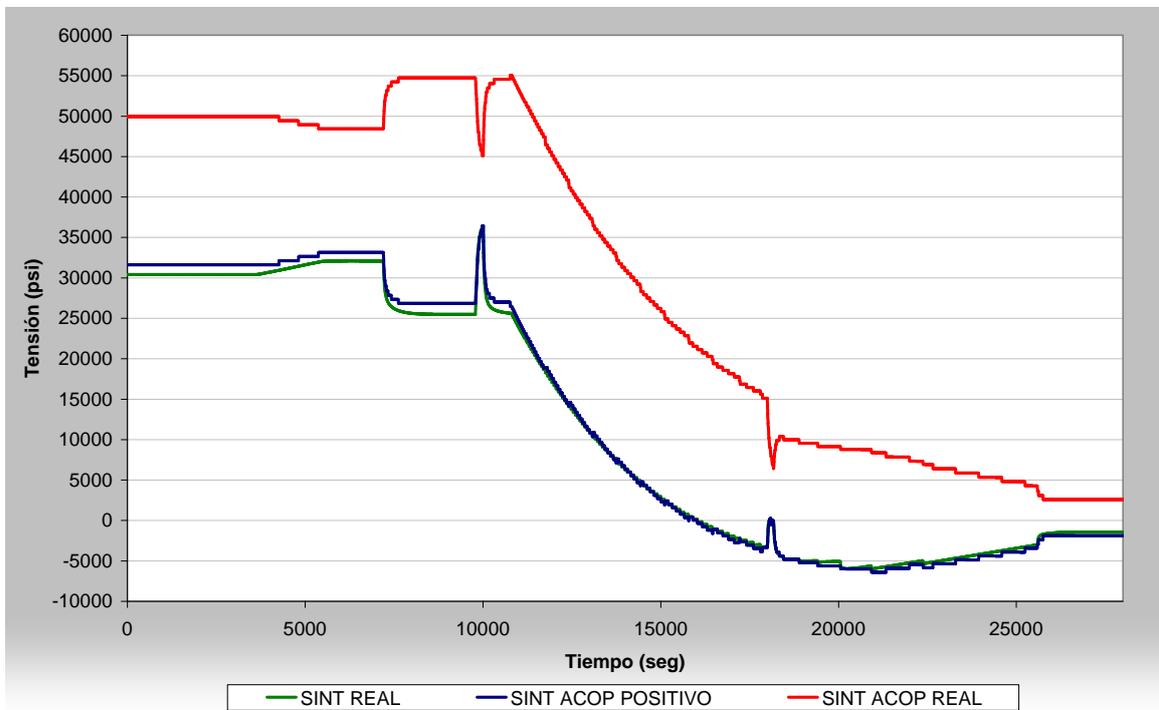


Figura 6.68. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (MB) de la tobera de AA durante la Parada

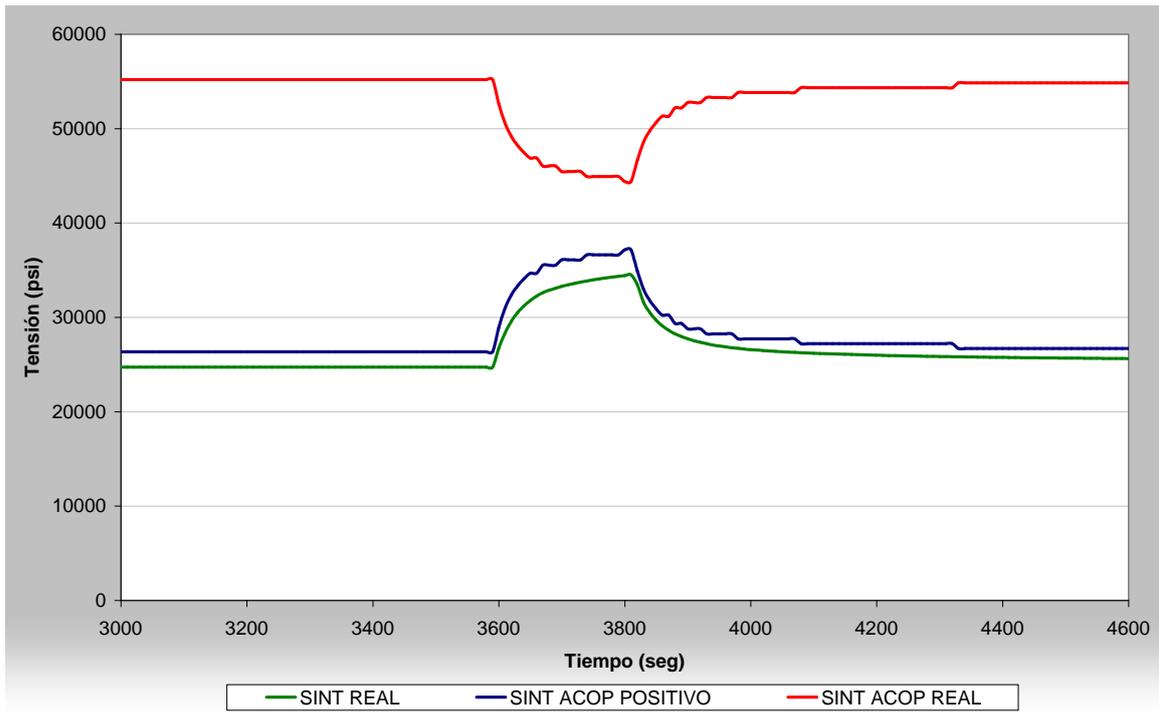


Figura 6.69. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (MB) de la tobera de AA durante el Hot Standby

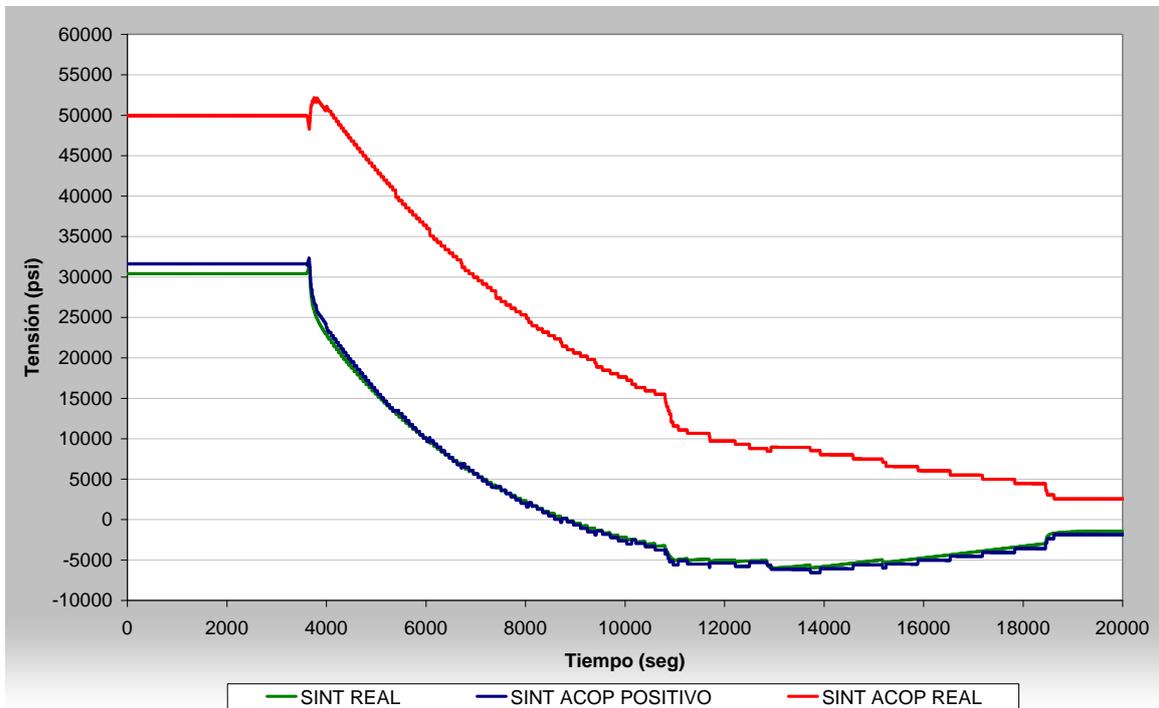


Figura 6.70. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (MB) de la tobera de AA durante el Blowdown

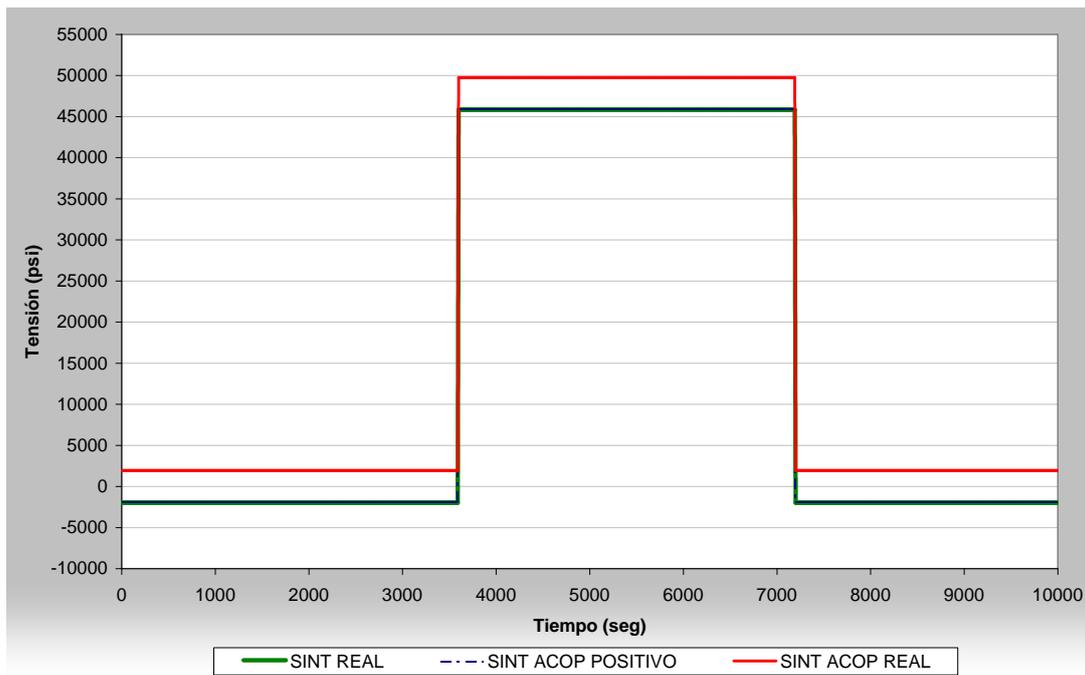


Figura 6.71. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (MB) de la tobera de AA durante la Prueba de Presión

6.2.5.3. LOCALIZACIÓN DEL BLEND RADIUS (CLADDING)

En la Figura 6.72 a Figura 6.87 se muestran las tensiones en el Blend radius (Cladding) en los transitorios de diseño que afectan a la tobera de AA.

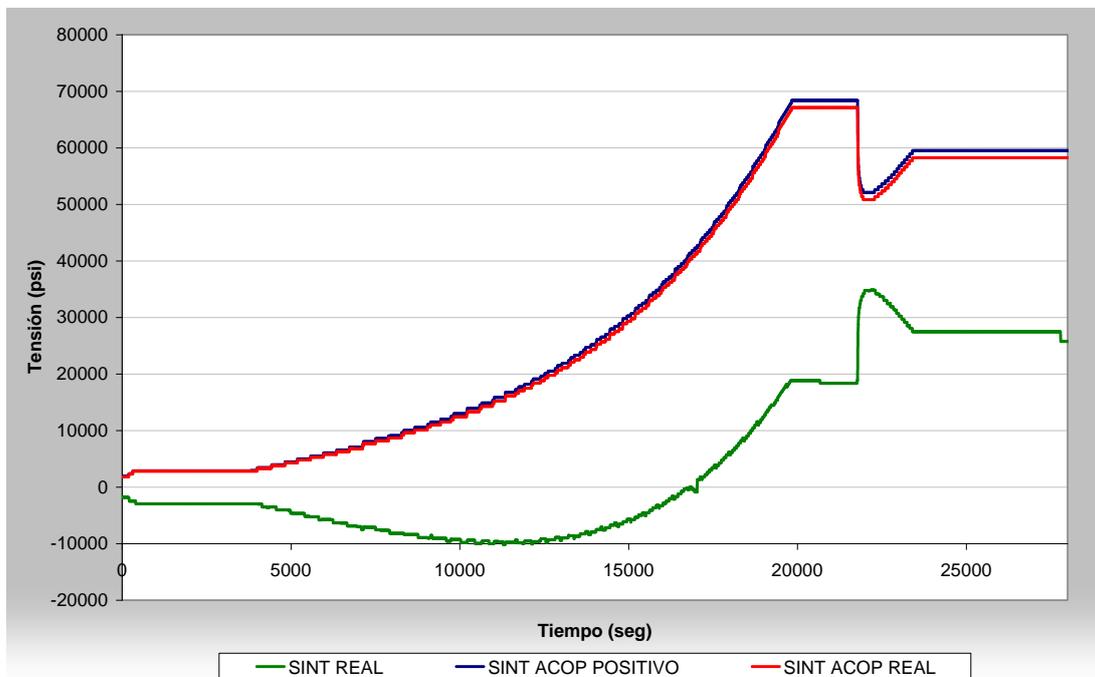


Figura 6.72. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (Cladding) de la tobera de AA durante el Arranque de diseño (incluye Movimiento de turbina)

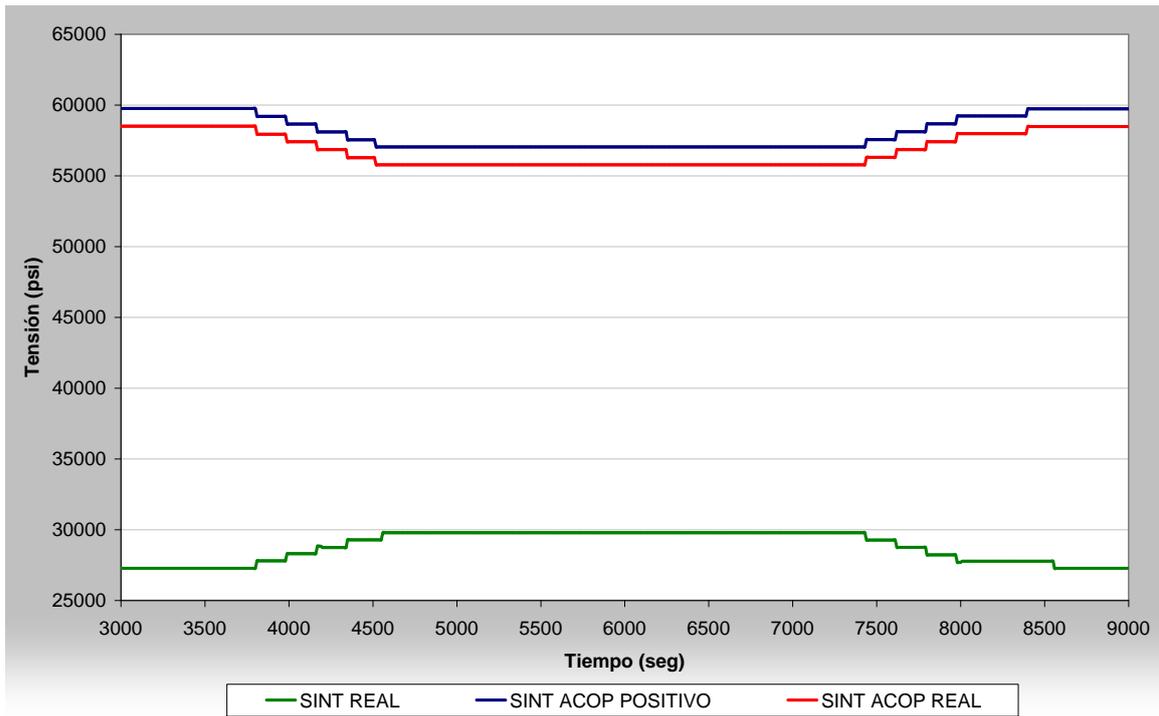


Figura 6.73. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (CLADDING) de la tobera de AA durante la Reducción de potencia al 75%

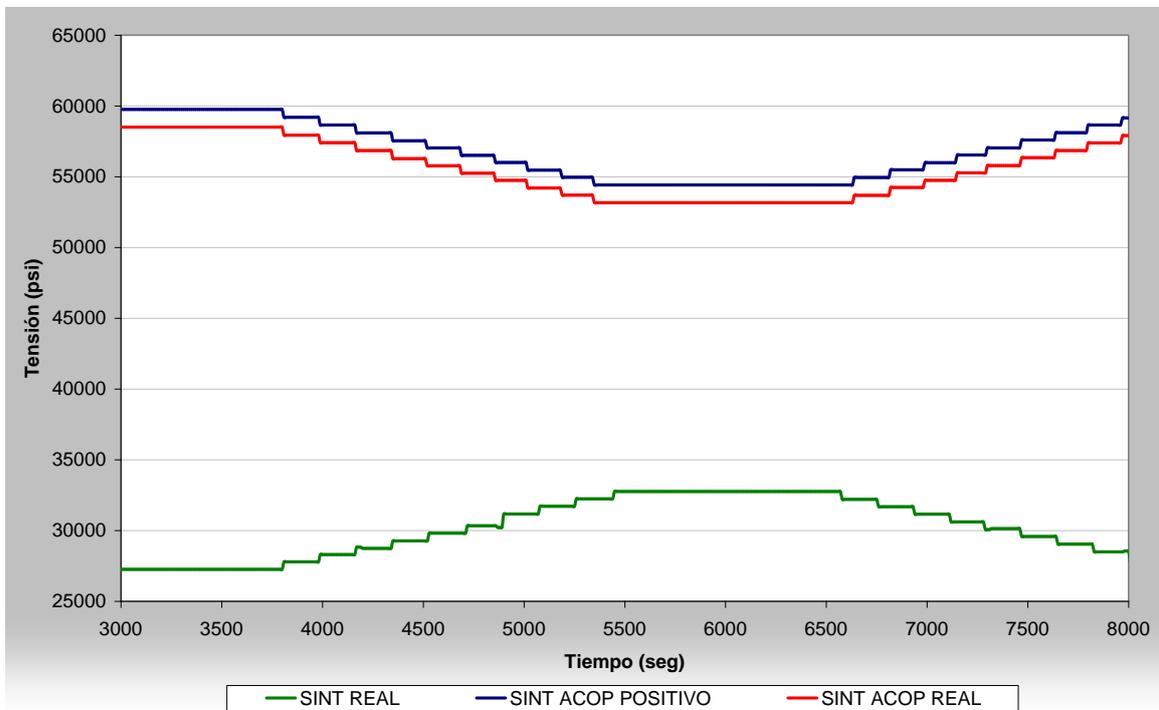


Figura 6.74. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (CLADDING) de la tobera de AA durante la Reducción de potencia al 50%

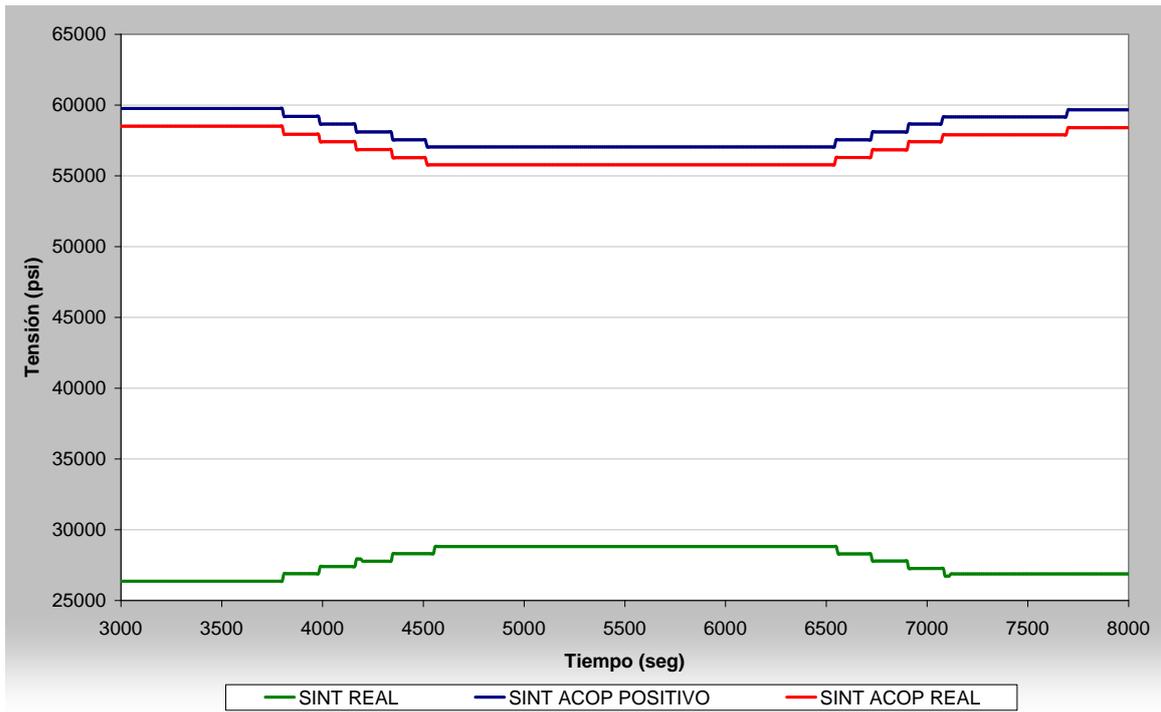


Figura 6.75. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (CLADDING) de la tobera de AA durante las Pruebas de BC

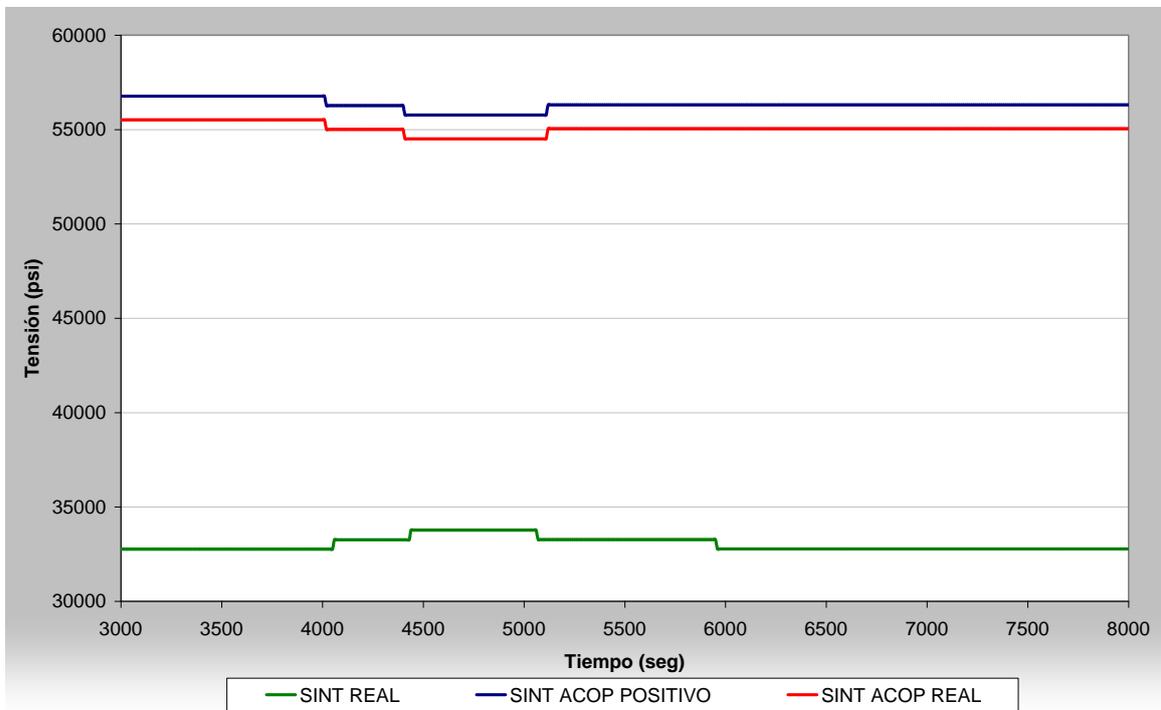


Figura 6.76. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (CLADDING) de la tobera de AA durante el Cambio de posición de las BC

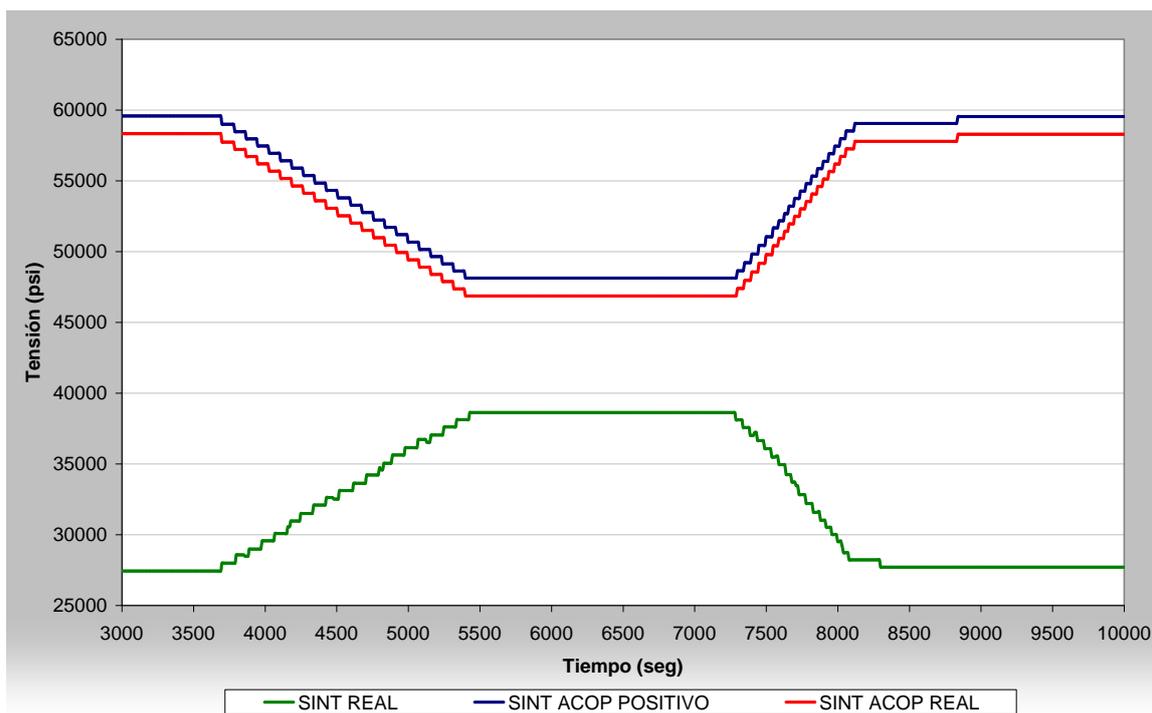


Figura 6.77. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (CLADDING) de la tobera de AA durante la Perdida de Calentadores de AA



Figura 6.78. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (CLADDING) de la tobera de AA durante la Inyección de Refrigerante

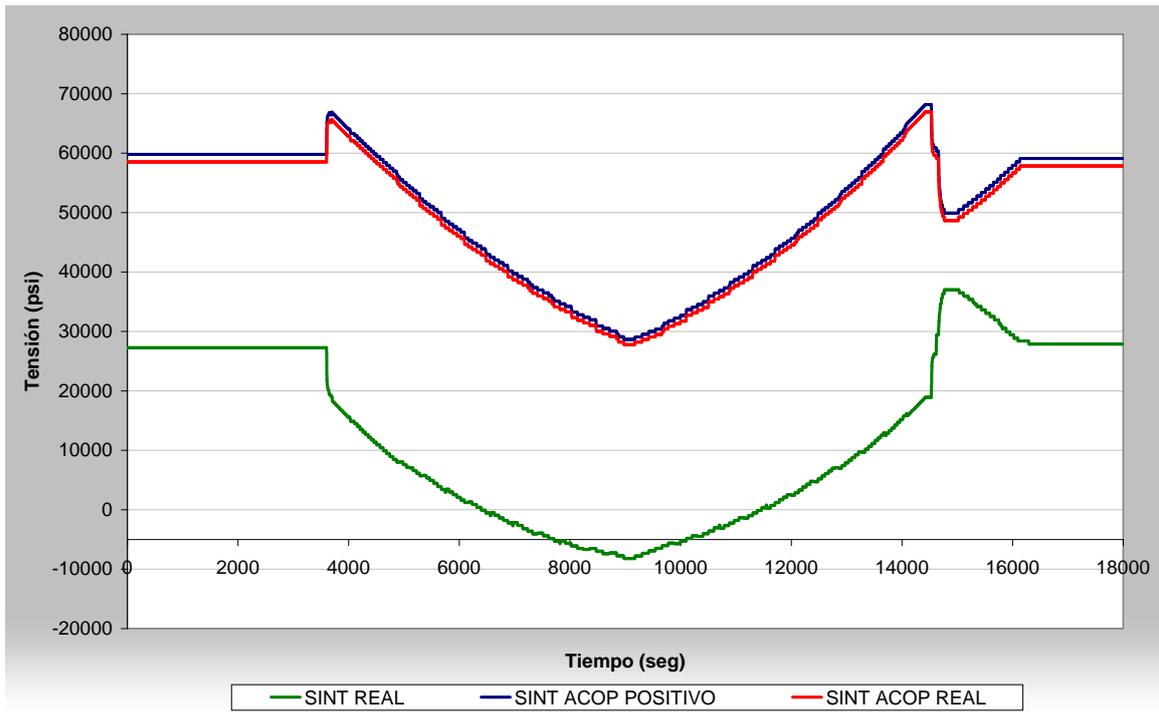


Figura 6.79. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (CLADDING) de la tobera de AA durante la Interrupción de AA

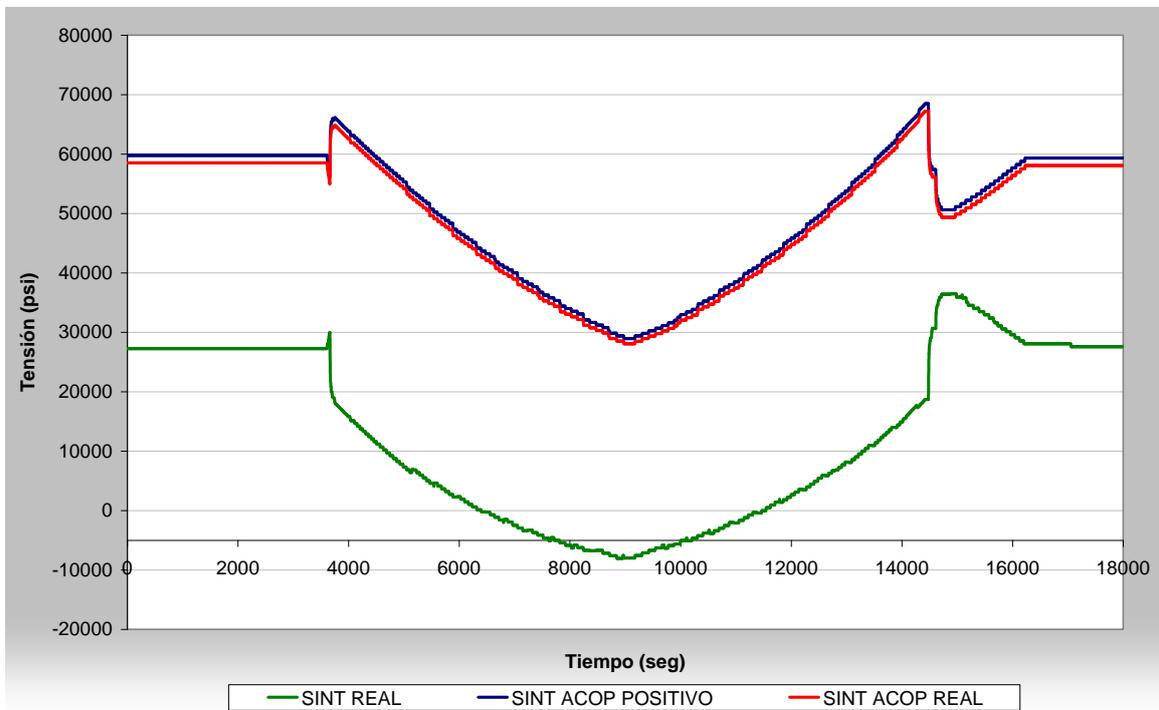


Figura 6.80. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (CLADDING) de la tobera de AA durante el Scram

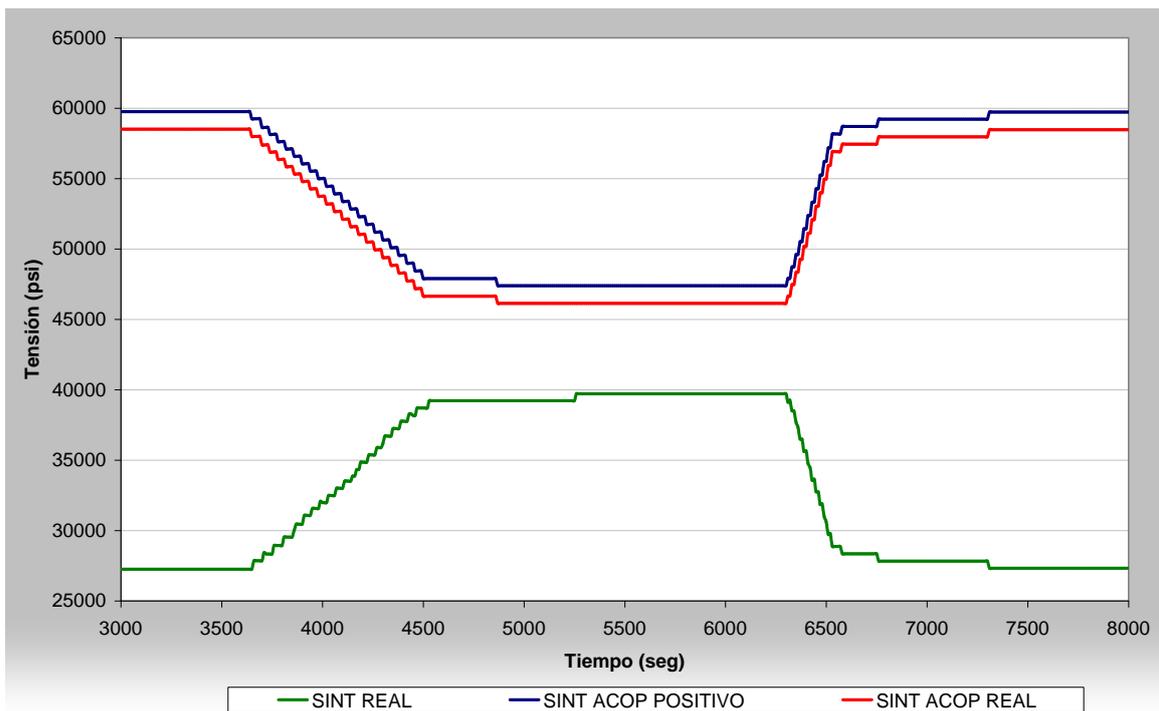


Figura 6.81. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (CLADDING) de la tobera de AA durante el Disparo de Turbina

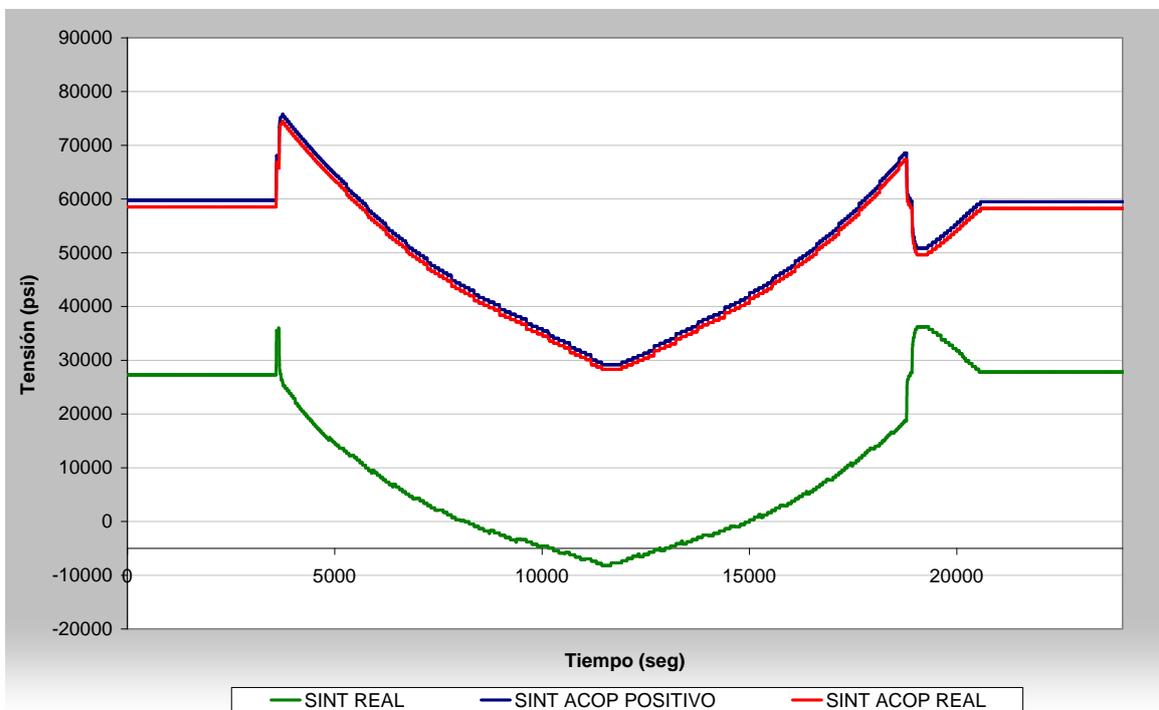


Figura 6.82. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (CLADDING) de la tobera de AA durante la Sobrepresión a 1250 psi

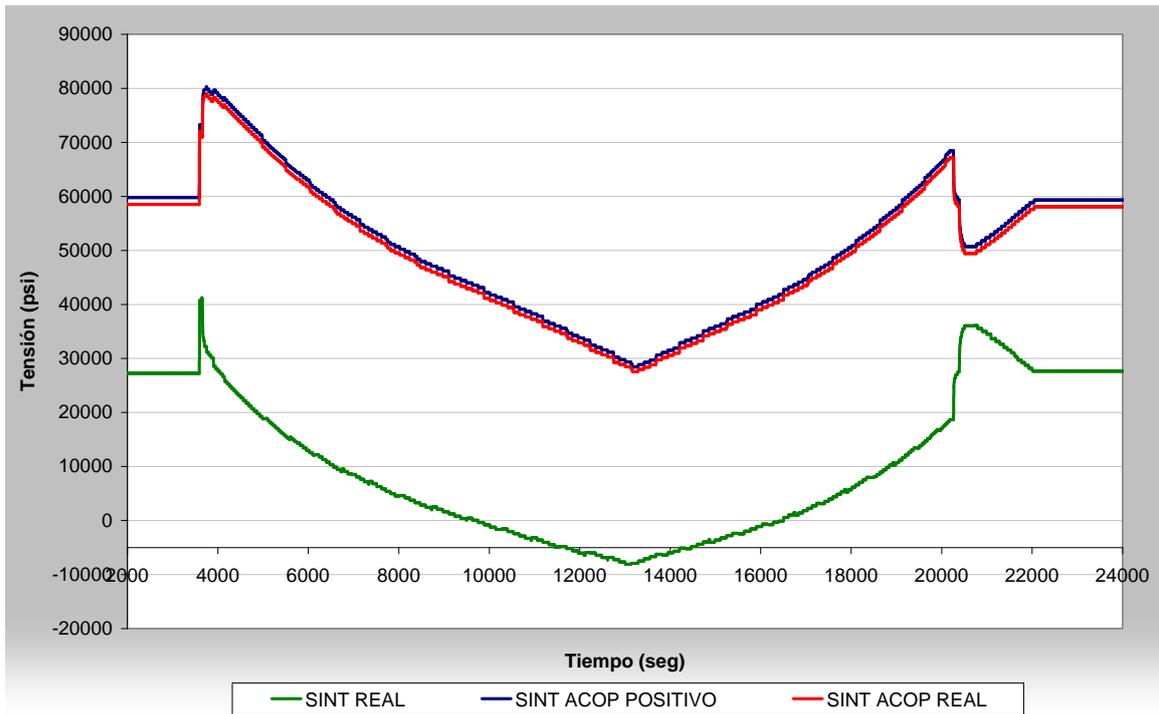


Figura 6.83. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (CLADDING) de la tobera de AA durante la Sobrepresión a 1375 psi

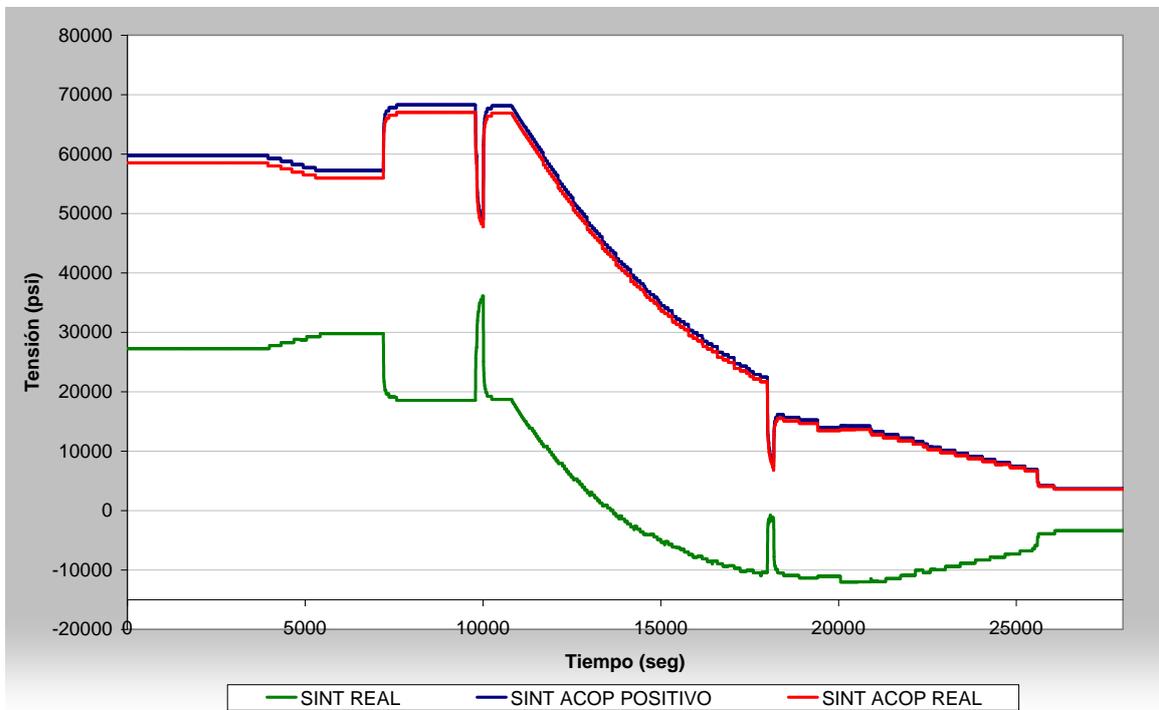


Figura 6.84. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (CLADDING) de la tobera de AA durante la Parada

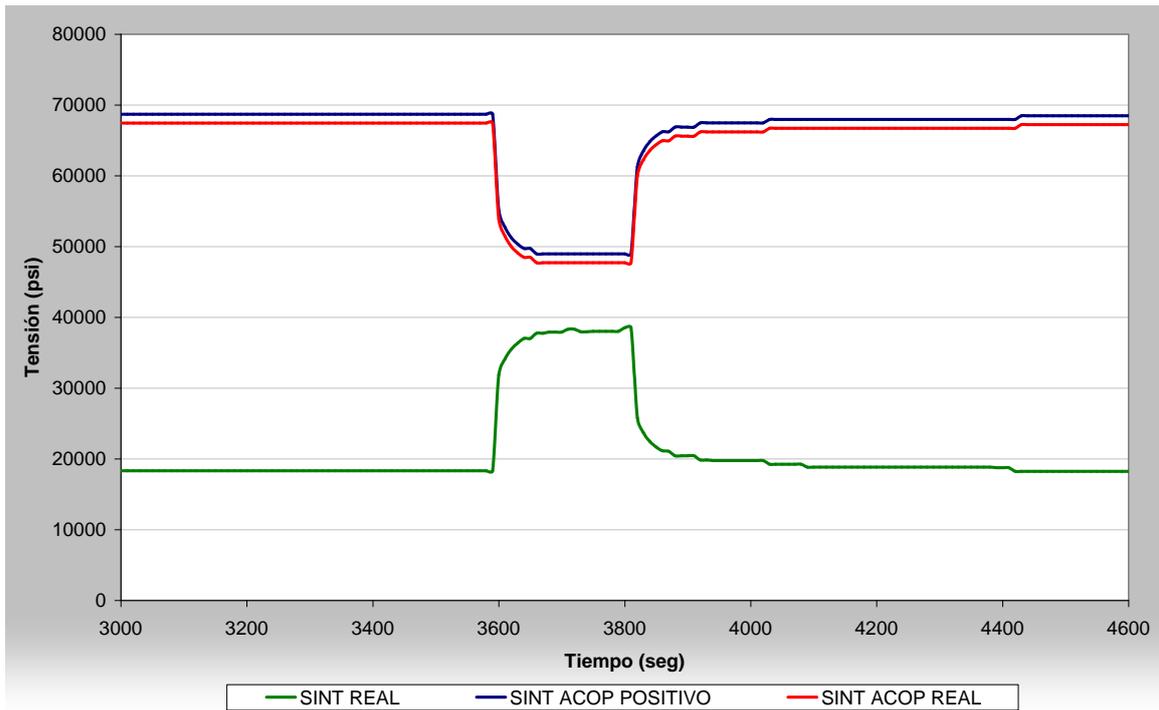


Figura 6.85. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (CLADDING) de la tobera de AA durante el Hot Standby

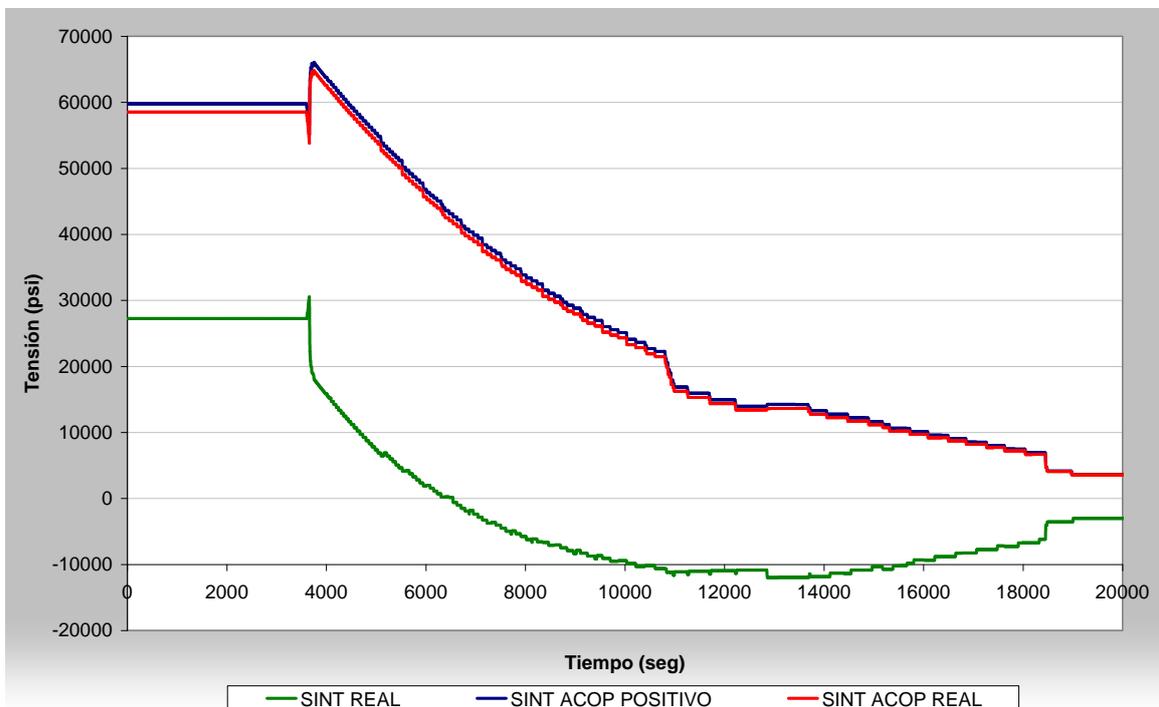


Figura 6.86. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (CLADDING) de la tobera de AA durante el Blowdown

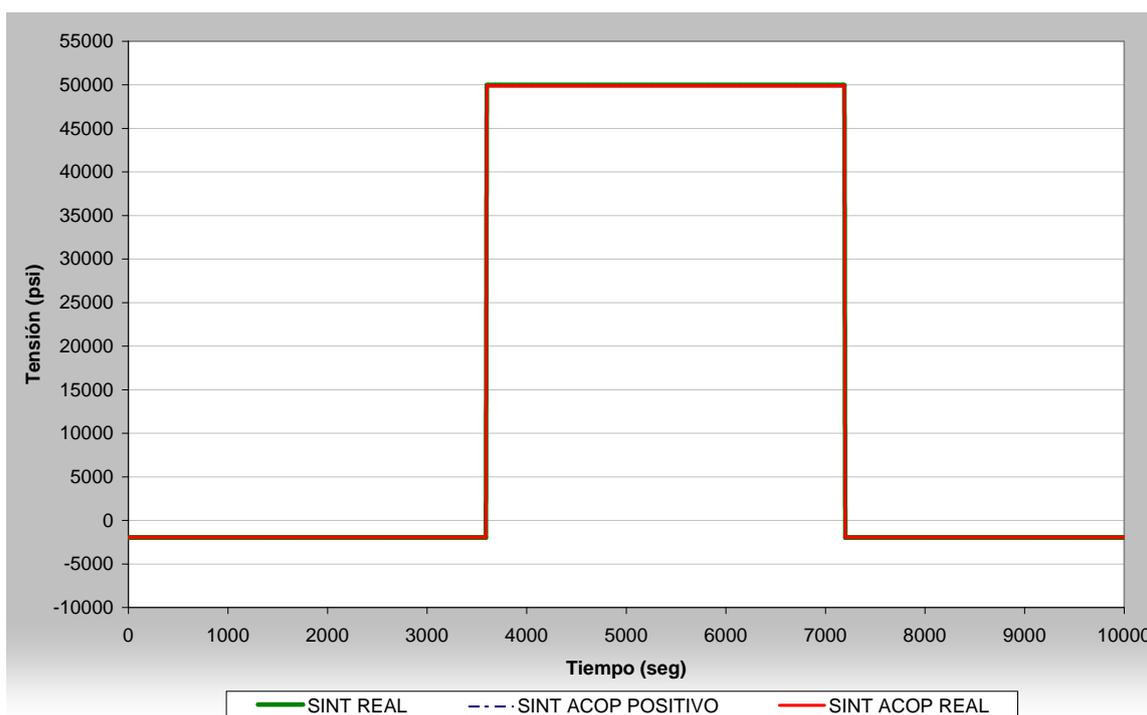


Figura 6.87. Tensión real frente a tensiones calculadas según acoplamiento tensional en el Blend radius (CLADDING) de la tobera de AA durante la Prueba de Presión

6.2.6. RESULTADOS DEL DAÑO A FATIGA

En la Tabla 6.11, Tabla 6.13 y Tabla 6.15 se muestra el daño a fatiga en el *Safe end*, el *Blend Radius* (Material Base) y el *Blend Radius* (Cladding) respectivamente durante los transitorios de diseño cuyo estado tensional se ha representado en la Figura 6.40 a Figura 6.87. Además se ha evaluado el daño a 40 años según el número de transitorios fijados en las especificaciones de diseño para la unión LPCI/RRCC [71] y la tobera de AA [55]. Asimismo se ha extrapolado linealmente el daño a fatiga para conocer su valor a los 60 años.

En la Tabla 6.12, Tabla 6.14 y Tabla 6.16 se muestra el daño a fatiga en el *Safe end*, el *Blend Radius* (Material Base) y el *Blend Radius* (Cladding) respectivamente durante los transitorios reales definidos en la Tabla 6.1 durante el periodo 2003-2009. Los picos y valles correspondientes a las tensiones producidas en estas localizaciones de análisis se representan en la Figura 6.88, Figura 6.89 y Figura 6.90.

Tabla 6.11 Daño a fatiga en transitorios de diseño en el Safe end considerando diferentes tipos de acoplamiento tensional

	DAÑO A FATIGA UNITARIO (U)			CICLOS 40 AÑOS	DAÑO A FATIGA TOTAL (40 AÑOS)		
	ACOPLAMIENTO		TENSIONES REALES		ACOPLAMIENTO		TENSIONES REALES
	POSITIVO	REAL			POSITIVO	REAL	
Arranque	2.1741E-5	5.9936E-6	1.3331E-5	120	2.6088E-3	7.1924E-4	7.1924E-4
Reducción diaria al 75 % de potencia	0.00	0.00	0.00	10000	0.00	0.00	0.00
Reducción semanal al 50 % de potencia	0.00	0.00	0.00	2000	0.00	0.00	0.00
Prueba de las barras de control	0.00	0.00	0.00	50000	0.00	0.00	0.00
Cambio de posición de las barras de control	0.00	0.00	0.00	400	0.00	0.00	0.00
Pérdida de los calentadores de AA	0.00	0.00	0.00	80	0.00	0.00	0.00
Inyección de refrigerante	3.4999E-4	3.4810E-4	3.2345E-4	10	3.4996E-3	3.4810E-3	3.4810E-3
Interrupción del caudal de AA	1.8484E-5	1.8420E-4	1.8535E-5	80	1.4786E-3	1.4736E-3	1.4736E-3
Scram	3.0051E-5	2.5234E-5	2.8555E-5	200	6.0102E-3	5.0468E-3	5.0468E-3
Disparo de la turbina	1.1895E-7	1.1895E-7	1.4828E-7	40	4.7579E-6	4.7579E-6	4.7579E-6
Sobrepresión de 1250 psi	1.1515E-5	1.7831E-5	1.0792E-5	1	1.1515E-5	1.7831E-5	1.0792E-5
Sobrepresión de 1375 psi	1.4346E-5	2.0642E-5	1.3344E-5	1	1.4346E-5	2.0642E-5	1.3344E-5
Parada	2.5766E-4	4.1164E-4	2.5674E-4	120	3.0919E-2	4.9396E-2	4.9396E-2
Hot standby	1.3728E-4	1.3728E-4	1.3765E-4	2600	3.5693E-1	3.5693E-1	3.5693E-1
Blowdown	8.8305E-6	3.3005E-5	8.7920E-6	1	8.8305E-6	3.3005E-5	3.3005E-5
Prueba hidrostática	1.4360E-9	1.4360E-9	9.114E-10	130	1.8669E-7	1.8669E-7	1.1848E-7
FACTOR DE DAÑO ACUMULADO (CUF)	8.4898E-4	1.0183E-3	8.1234E-4		4.0148E-1	4.0171E-1	4.0080E-1
FACTOR DE DAÑO ACUMULADO (CUF) **	7.1170E-4	8.8098E-4	6.7468E-04		4.4555E-2	6.0193E-2	4.2876E-2

** Sin considerar el transitorio Hot Stand by

Tabla 6.12. Daño a fatiga en el Safe end por los transitorios reales en el periodo 2003-2009

DAÑO A FATIGA (U) SAFE END MATERIAL BASE PERIODO 2003-2009		
ACOPLAMIENTO POSITIVO	ACOPLAMIENTO REAL	TENSIONES REALES
1.6855E-4	1.79827E-4	1.3168E-4

Tabla 6.13 Daño a fatiga en transitorios de diseño en el Blend Radius (Material Base)
considerando diferentes tipos de acoplamiento tensional

	DAÑO A FATIGA UNITARIO (U)			CICLOS 40 AÑOS	DAÑO A FATIGA TOTAL (40 AÑOS)		
	ACOPLAMIENTO		TENSIONES REALES		ACOPLAMIENTO		TENSIONES REALES
	POSITIVO	REAL			POSITIVO	REAL	
Arranque	3.3363E-5	8.4258E-5	3.1405E-5	120	4.0036E-3	1.0111E-2	3.7686E-3
Reducción diaria al 75 % de potencia	0.00	0.00	0.00	10000	0.00	0.00	0.00
Reducción semanal al 50 % de potencia	0.00	0.00	0.00	2000	0.00	0.00	0.00
Prueba de las barras de control	0.00	0.00	0.00	50000	0.00	0.00	0.00
Cambio de posición de las barras de control	0.00	0.00	0.00	400	0.00	0.00	0.00
Pérdida de los calentadores de AA	0.00	0.00	0.00	80	0.00	0.00	0.00
Inyección de refrigerante	0.00	0.00	0.00	10	0.00	0.00	0.00
Interrupción del caudal de AA	2.1197E-5	1.5798E-5	1.9552E-5	80	1.6957E-3	1.2638E-3	1.5641E-3
Scram	1.9617E-5	1.5800E-5	1.9550E-5	200	3.9233E-3	3.1599E-3	3.9100E-3
Disparo de la turbina	0.00	0.00	0.00	40	0.00	0.00	0.00
Sobrepresión de 1250 psi	2.5382E-5	2.5683E-5	2.3380E-5	1	2.5382E-5	2.5683E-5	2.3380E-5
Sobrepresión de 1375 psi	3.7309E-5	3.7877E-5	3.4183E-5	1	3.7309E-5	3.7877E-5	3.4183E-5
Parada	3.2216E-5	6.1745E-5	3.1139E-5	120	3.8659E-3	7.4094E-3	3.7367E-3
Hot standby	0.00	0.00	0.00	2600	0.00	0.00	0.00
Blowdown	2.3637E-5	5.1506E-5	2.1207E-5	1	2.3637E-5	5.1506E-5	2.1207E-5
Prueba hidrostática	4.5760E-5	4.5760E-5	4.5788E-5	130	5.9489E-3	5.9489E-3	5.9524E-3
FACTOR DE DAÑO ACUMULADO (CUF)	2.3898E-4	3.3793E-4	2.2618E-4		1.9524E-2	2.8008E-2	1.9011E-2

Tabla 6.14. Daño a fatiga en el Blend Radius (MB) por los transitorios reales en el periodo 2003-2009

DAÑO A FATIGA (U) BLEND RADIUS MATERIAL BASE PERIODO 2003-2009		
ACOPLAMIENTO POSITIVO	ACOPLAMIENTO REAL	TENSIONES REALES
3.4912E-4	6.1125E-4	2.5465E-4

Tabla 6.15 Daño a fatiga en transitorios de diseño en el Blend Radius (Cladding) considerando diferentes tipos de acoplamiento tensional

	DAÑO A FATIGA UNITARIO (U)			CICLOS 40 AÑOS	DAÑO A FATIGA TOTAL (40 AÑOS)		
	ACOPLAMIENTO		TENSIONES REALES		ACOPLAMIENTO		TENSIONES REALES
	POSITIVO	REAL			POSITIVO	REAL	
Arranque	1.7520E-5	1.5917E-5	8.1499E-11	120	2.10246E-3	1.9101E-3	9.7799E-9
Reducción diaria al 75 % de potencia	0.00	0.00	0.00	10000	0.00	0.00	0.00
Reducción semanal al 50 % de potencia	0.00	0.00	0.00	2000	0.00	0.00	0.00
Prueba de las barras de control	0.00	0.00	0.00	50000	0.00	0.00	0.00
Cambio de posición de las barras de control	0.00	0.00	0.00	400	0.00	0.00	0.00
Pérdida de los calentadores de AA	0.00	0.00	0.00	80	0.00	0.00	0.00
Inyección de refrigerante	0.00	0.00	0.00	10	0.00	0.00	0.00
Interrupción del caudal de AA	7.4128E-7	7.0997E-7	1.3517E-6	80	5.9302E-5	5.6798E-5	1.0814E-4
Scram	7.4329E-7	7.1192E-7	1.2651E-6	200	1.4866E-4	1.4238E-4	2.5302E-4
Disparo de la turbina	0.00	0.00	0.00	40	0.00	0.00	0.00
Sobrepresión de 1250 psi	1.5530E-6	1.4909E-6	1.2555E-6	1	1.5530E-6	1.4909E-6	1.2555E-6
Sobrepresión de 1375 psi	3.1481E-6	3.0235E-6	2.3965E-6	1	3.1481E-6	3.0235E-6	2.3965E-6
Parada	1.0239E-5	9.2762E-6	1.7862E-6	120	1.2287E-3	1.1131E-3	2.1435E-4
Hot standby	0.00	0.00	0.00	2600	0.00	0.00	0.00
Blowdown	8.5006E-6	7.6782E-6	1.0746E-6	1	8.5006E-6	7.6782E-6	1.0746E-6
Prueba hidrostática	3.1244E-6	3.1244E-6	3.1665E-6	130	4.0617E-4	4.0617E-4	4.1165E-4
FACTOR DE DAÑO ACUMULADO (CUF)	4.5570E-4	4.1932E-4	1.2245E-5		3.9584E-3	3.6407E-3	9.9189E-4

Tabla 6.16. Daño a fatiga en el Blend Radius (Cladding) por los transitorios reales en el periodo 2003-2009

DAÑO A FATIGA (U) BLEND RADIUS CLADDING PERIODO 2003-2009		
ACOPLAMIENTO POSITIVO	ACOPLAMIENTO REAL	TENSIONES REALES
3.9032E-4	3.6903E-4	2.6982E-4

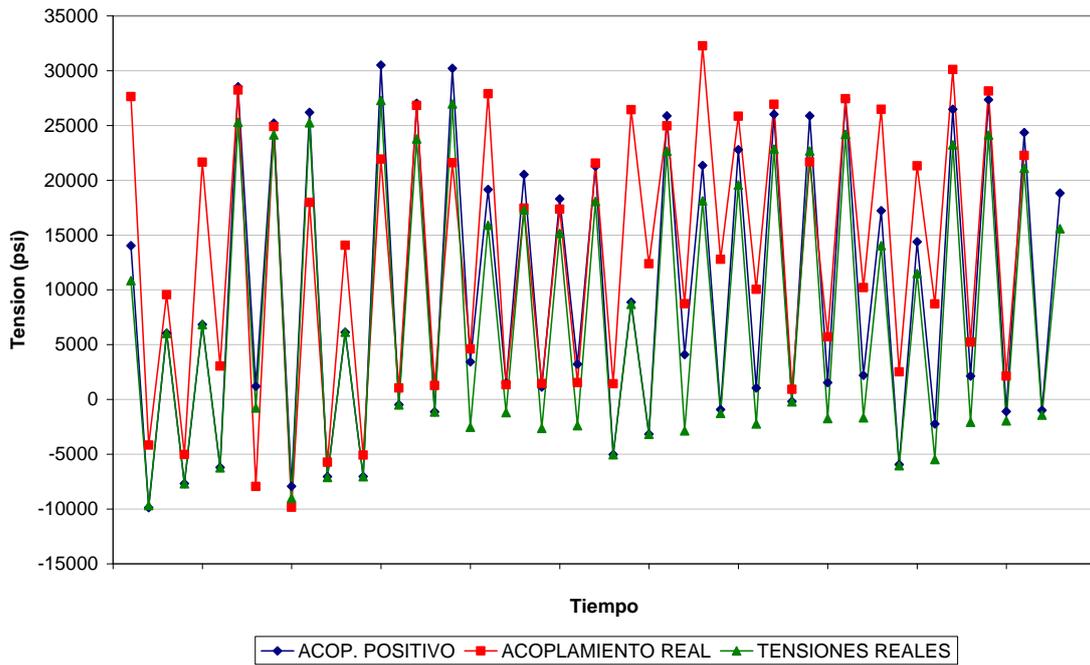


Figura 6.88. Picos y valles de tensión en el Safe end durante el periodo 2003-2009

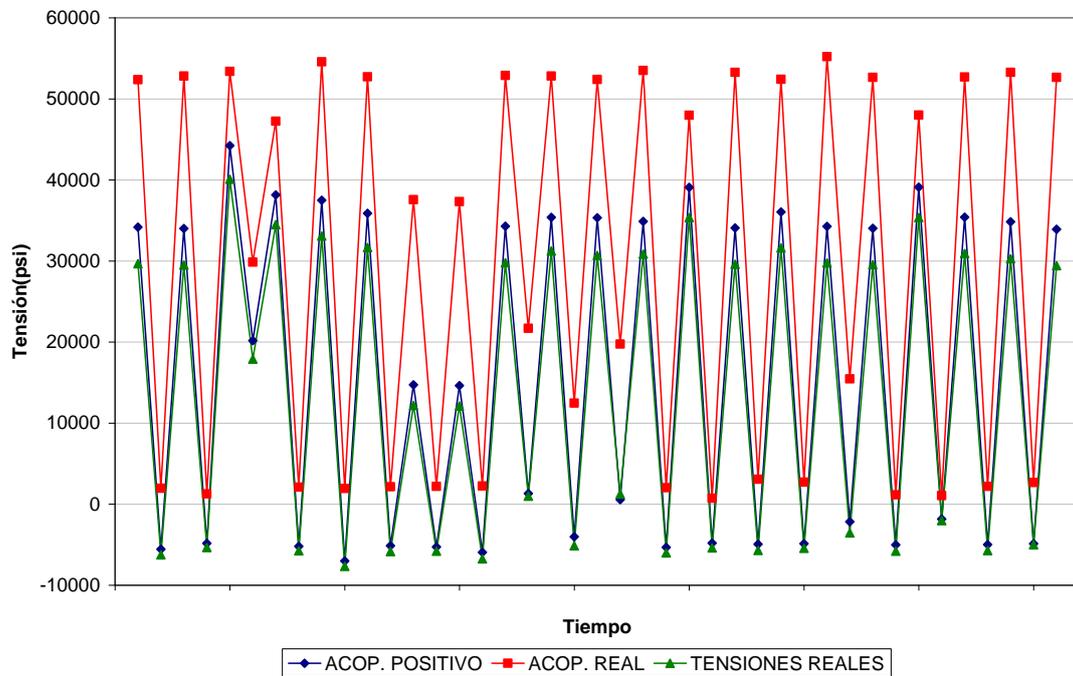


Figura 6.89. Picos y valles de tensión en el Blend Radius (MB) durante el periodo 2003-2009

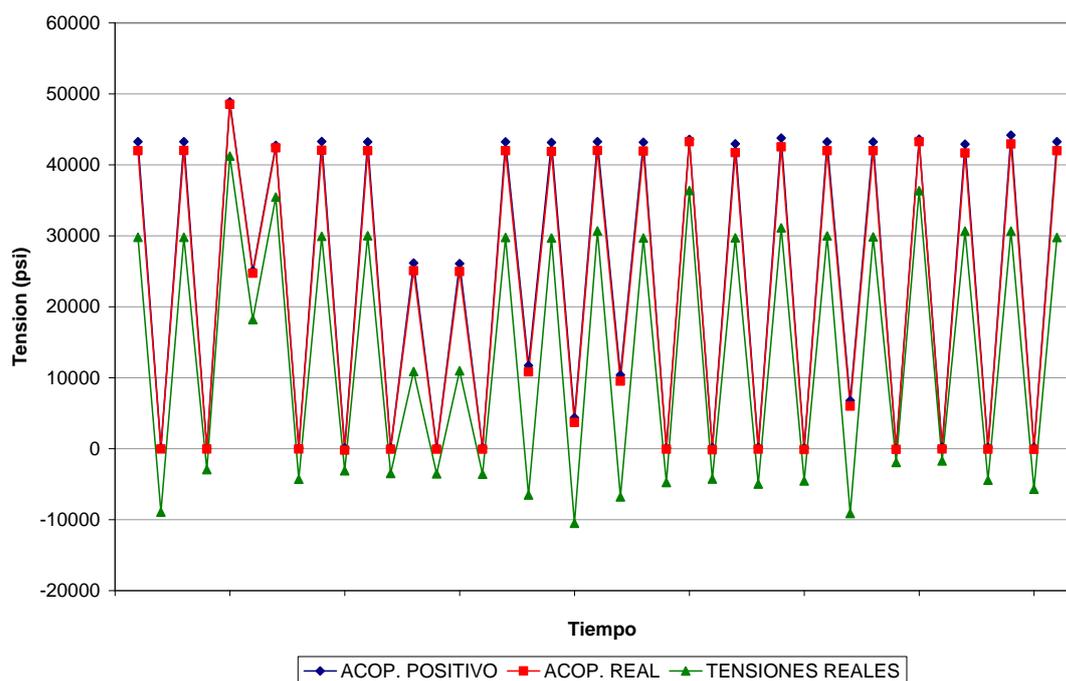


Figura 6.90. Picos y valles de tensión en el Blend Radius (*Cladding*) durante el periodo 2003-2009

6.2.7. DISCUSION (III)

Un primer análisis de los resultados obtenidos en el punto anterior muestra como la evaluación tensional calculada acoplado las tensiones produce un daño a fatiga mayor que el que realmente existe. Tanto en la localización del *Blend radius* (material base y *cladding*) como en el *Safe end* el daño a fatiga real es menor que el obtenido al realizar el cálculo mediante acoplamiento tensional, ya sea acoplamiento positivo o acoplamiento real, ya sea en transitorios de diseño o transitorios reales.

El mayor daño acumulado a fatiga se genera si se calculan las tensiones mediante el acoplamiento real en el caso del *Safe end* y del *Blend Radius* (material base), suponiendo por ejemplo, un aumento del daño a fatiga de aproximadamente un 50% en el caso del el *Blend Radius* (material base). Los resultados en el *Blend Radius* (*cladding*) muestran como el acoplamiento positivo genera un mayor daño a fatiga en los cálculos siendo más de 35 veces superior al daño a fatiga si se emplean las tensiones reales.

El daño acumulado a fatiga calculado (40 años) al aplicar el acoplamiento positivo también produce mayores valores que el realmente existente. En el *Safe end* y *Blend Radius* (material base) las diferencias en este caso son menores, y en ninguna de estas dos localizaciones

analizadas supone un aumento del daño a fatiga mayor del 5 %. En el *Blend Radius (cladding)* el daño a fatiga acumulado (40 años) al emplear el acoplamiento tensional (positivo o real) es aproximadamente 4 veces mayor que el que se produce al utilizar en el cálculo a fatiga las tensiones reales.

Un análisis más detallado muestra que sin embargo, en el caso del *Safe end*, el daño a fatiga real es mayor que el calculado con el acoplamiento positivo y acoplamiento real en tres transitorios: Interrupción del Caudal de AA, Disparo de Turbina y *Hot Standby*. Esta situación también se produce en la localización del *Blend Radius (material base)* en la Prueba de Presión de Diseño y en el *Blend Radius (cladding)* en Interrupción del Caudal de AA, Scram y Prueba de Presión de Diseño. Este hecho es enormemente importante ya que pone de manifiesto que el acoplamiento de las tensiones (acoplamiento positivo y/o acoplamiento real) no siempre es conservador, y bajo ciertas condiciones, puede ofrecer resultados de daño a fatiga menores de los que realmente tiene el componente. Estos resultados corroboran las advertencias hechas en el comunicado [72] emitido por la comisión reguladora americana (NRC) sobre la posibilidad de que el acoplamiento positivo no sea siempre un método de evaluación tensional conservador, y que en ocasiones las tensiones reales pueden llegar a ser mayores que las obtenidas al aplicar dicho procedimiento de cálculo.

El daño a fatiga debido al transitorio *Hot Standby* en la localización del *Safe end* tiene otra consecuencia notable. El daño acumulado real a fatiga debido a cada uno de los transitorios es menor que el calculado mediante el acoplamiento positivo ($\approx 5\%$) y acoplamiento real ($\approx 25\%$). Sin embargo esta diferencia prácticamente desaparece si se calcula el daño acumulado a fatiga considerando los ciclos durante 40 años. La explicación se encuentra por un lado, en que este transitorio produce un daño a fatiga importante y además el número de sucesos de diseño es elevado (2600 en 40 años) lo que supone un importante daño a fatiga para ese periodo de análisis. Por otro lado, el daño a fatiga real es mayor que el calculado mediante el acoplamiento tensional. Todo ello hace que en 40 años este transitorio tenga un peso importante en el daño a fatiga total. Sin embargo, hay que señalar que este número de ocurrencias (2600) para 40 años se presenta excesivo ya que el *Hot standby* únicamente se produce cuando el reactor se encuentra en situación de Arranque (120 sucesos en 40 años), Parada (120 sucesos en 40 años) o *Scram* (200 sucesos en 40 años), y en consecuencia, parece que el número de sucesos nunca va a llegar a ese valor. Además hay que tener en cuenta que el *Hot Standby* ya se considera en los cálculos del daño a fatiga dentro de la Parada de diseño, tal como se incluye en el plano 885D941 [84].

Las variaciones asociadas a cada transitorio, muy diferentes entre sí, las características de cada componente, y el acoplamiento tensional particular para cada localización de análisis, hacen

muy complicado establecer un criterio claro sobre el conservadurismo o no del empleo del acoplamiento tensional frente a las tensiones reales. Una evaluación del daño a fatiga sobre otras localizaciones de más componentes podría arrojar más información con la que se podría establecer un criterio de cuando y bajo que condiciones o circunstancias el empleo del acoplamiento tensional (positivo o real) podría ser o no conservador.

Los resultados obtenidos en este documento muestran que la evaluación del daño a fatiga mediante acoplamiento tensional produce en la mayoría de los casos un daño a fatiga mayor que el realmente existente en el componente. Sin embargo existe algún transitorio en el que el daño a fatiga real es mayor que el calculado mediante el acoplamiento tensional, situación que cuestiona el mantenimiento de la integridad estructural de los componentes.

En consecuencia, a cada componente que se quiera monitorizar, parece apropiado realizar un estudio previo entre las tensiones reales y las obtenidas mediante el acoplamiento tensional, para valorar si existe conservadurismo en el método y en caso afirmativo poder estimar el grado el mismo. De este modo el ingeniero puede tener un criterio sólido a la hora de decidir monitorizar las localizaciones críticas aplicando una evaluación basada en el acoplamiento tensional (habitual actualmente) o acudir al cálculo tensional real (recomendado en este documento a pesar de requerir un mayor esfuerzo su aplicación).

Por último, si se analizan los resultados mostrados para este componente en la referencia [55] se puede apreciar el conservadurismo de los cálculos originales. En [55] el valor del daño a fatiga para el *Safe end* es de 0.93 muy superior al que se obtiene mediante sistemas de monitorización (Tabla 6.11), ya sea empleando acoplamiento real, acoplamiento positivo o tensiones reales. Además, el valor tan alto obtenido en [55] para el *Safe end* implica que en el momento de considerar el efecto ambiental el daño a fatiga supere ampliamente el valor límite de la unidad. Esta circunstancia justifica sin duda el empleo de sistemas de monitorización.

7. PROCEDIMIENTOS DE EVALUACIÓN DEL FACTOR AMBIENTAL

Hasta la fecha no se ha definido un procedimiento claro y concluyente para evaluar el efecto ambiental en el daño a fatiga. En los últimos años los estudios acerca de este tema han sido constantes y las variaciones en los planteamientos de evaluación continuas. Así por ejemplo, los primeros procedimientos de evaluación se basaban en una evaluación del factor ambiental ponderado en el tiempo [16], actualmente se ha abandonado este procedimiento y se ha adoptado la evaluación del factor ambiental ponderado en la deformación.

A día de hoy, y a falta de un procedimiento oficial exigido, existen guías, siendo la más extendida la referenciada en [18], que establecen una serie de pautas para llevar a cabo la evaluación del factor ambiental en transitorios. Sin embargo, y tal como se muestra más adelante, la evaluación del factor ambiental en los transitorios reales que tienen lugar en planta es muy difícil de realizar con las indicaciones descritas en estas guías, las cuales sí pueden tener una aplicación menos compleja en transitorios de diseño.

A continuación se explica la metodología descrita en [18], incluyendo las tres propuestas ahí definidas para la evaluación del factor ambiental. Posteriormente se explicarán otros métodos utilizados en las centrales nucleares para estimar el factor ambiental. Finalmente, y después de un estudio de las deficiencias de estos procedimientos, será propuesto uno nuevo que permite además una fácil implementación en los sistemas de monitorización.

7.1. PROCEDIMIENTO DE EVALUACIÓN EPRI (MRP-47)

La referencia [18] se ha convertido en los últimos tiempos en la guía principal para la evaluación del factor ambiental en los transitorios que tienen lugar en CC.NN.

A lo largo de la vida de una central se suceden una serie de transitorios que introducen cargas variables en los componentes, generando en ellos tensiones variables. El análisis a fatiga se realiza sobre los puntos más representativos del historial de tensiones, los cuales, tal como se ha explicado el apartado 2.3 de la tesis, se denominan picos y valles.

Los picos y valles de tensión se ordenan y se unen formando “pares de carga”, cuyas amplitudes de tensión son introducidas en la curva S-N para obtener el daño a fatiga del material debido a cada par de carga. Como se puede intuir, los pares de carga se forman por un valle y un pico separados en el tiempo (pertenecientes a diferentes transitorios) y entre los que existen otros picos y valles, los cuales también serán parte de pares de carga diferentes.

Existen una serie de indicaciones [18] para unir estos picos y valles, que generalmente pertenecen a diferentes transitorios y que forman un par de carga, y que tal como se indica en la Figura 7.1 presentan una doble discontinuidad, tanto en el tiempo como en el nivel de tensión. El modo de unión de estos dos transitorios (de sus respectivos valle y pico) mostrados en la Figura 7.1 puede tener una influencia importante en el resultado del cálculo de la velocidad de deformación, especialmente en algunas de las tres propuestas de evaluación descritas en [18] y que posteriormente se explican (ver apartados 7.1.1 a 7.1.3).

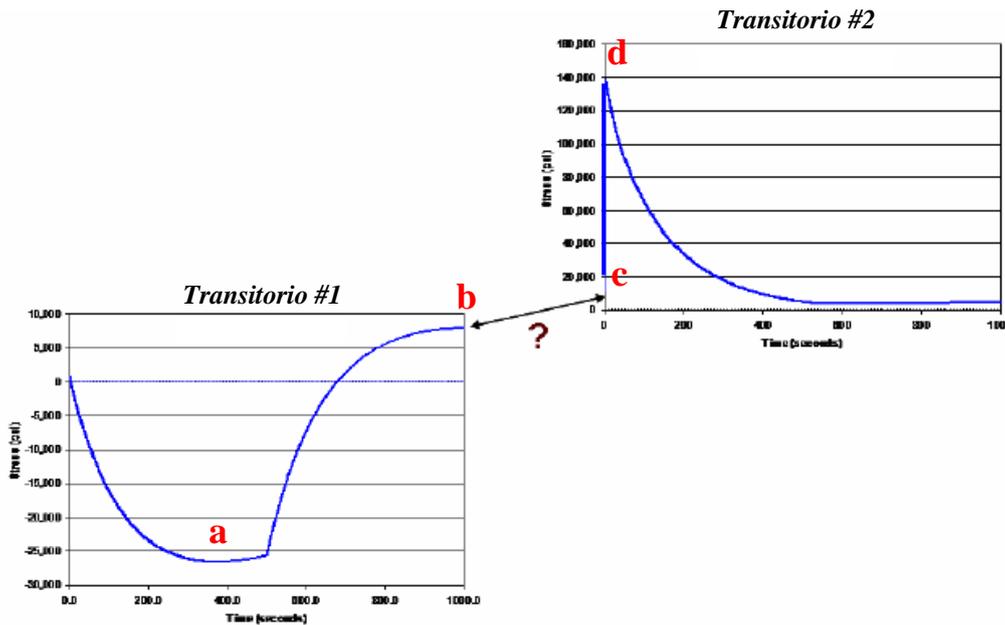


Figura 7.1 Discontinuidad al crear un par de carga con valle y un pico [18]

La discontinuidad de los transitorios se elimina siguiendo las siguientes indicaciones:

- ▶ *Discontinuidad en el tiempo.* El valor de la velocidad de deformación es dependiente lógicamente del tiempo considerado en el análisis. Uno de los problemas reside en donde se considera que el transitorio #1 de la Figura 7.1 termina. Se recomienda que el punto final (b) de este transitorio se considere cuando se alcanza el 90% del valor del estado de tensión final (90% del *steady state*).
- ▶ *Discontinuidad en el valor de tensión.* El punto final (b) del transitorio #1 (Figura 7.1) generalmente va a presentar un valor de tensión diferente al del punto inicial (c) del transitorio #2 (Figura 7.1). Se recomienda que la unión se realice mediante una variación de tensión instantánea en el tiempo.

Una vez determinado el modo de unir los transitorios en el documento de referencia [18] se define el modo de ponderar el transitorio recomendando la deformación como parámetro de evaluación.

El factor ambiental se evalúa empleando las expresiones características de cada material que fueron expuestas en el apartado 2.5.1.1., y solamente en los periodos de tiempo en el que la velocidad de deformación es positiva, esto es, la deformación (tensión) es creciente. En estos periodos de tiempo el ambiente tiene capacidad para atacar las zonas del material más susceptibles de ser dañadas (bordes de grano, zonas con defectos de superficie, microfisuras...). En periodos de deformación decreciente, el estado de tensión decreciente que existe no permite el deterioro del material por efecto de la fatiga, y por tanto, cualquier efecto acoplado a la fatiga.

Existen tres propuestas de evaluación planteadas para el cómputo del factor ambiental, según las cuales el cálculo de la velocidad de deformación en el periodo de análisis, y por consiguiente, del factor ambiental, será más o menos exacto, y por ende, más o menos conservador. Las tres propuestas de evaluación del factor ambiental [18] en función de la exactitud requerida en el análisis son las siguientes:

- Propuesta #1 (VDM): Velocidad de Deformación Media (*Average Strain Rate*)
- Propuesta #2 (VDD): Velocidad de Deformación Detallada (*Detailed Strain Rate*)
- Propuesta #3 (VDI): Velocidad de Deformación Integrada (*Integrated Strain Rate*)

7.1.1. VELOCIDAD DE DEFORMACION MEDIA

Esta propuesta de cálculo es la más conservadora de las tres planteadas. La velocidad de deformación en su tramo creciente, se calcula uniendo el valle (punto (a) de la Figura 7.1) con el pico (punto (d) de la Figura 7.1) mediante una línea recta, siendo la velocidad de deformación la pendiente de aquella. Por lo tanto, la velocidad de deformación se calcula según (7.1).

$$\dot{\varepsilon} = 100 * \Delta S / (\Delta t \cdot E) \quad (7.1)$$

siendo:

- $\dot{\varepsilon}$ = velocidad de deformación media (%/seg)
- ΔS = rango de intensidad de tensiones (diferencia de tensiones entre el valle y el pico, punto a y d respectivamente de la Figura 7.1) (psi)
- Δt = intervalo de tiempo entre el valle y el pico (seg)
- E = módulo de elasticidad (psi)

Durante el periodo de análisis, la temperatura y la concentración de oxígeno disuelto son los otros dos valores que pueden variar a lo largo del tiempo. En el caso de la temperatura se selecciona aquel más restrictivo, es decir, el valor más alto. En el caso de la concentración de oxígeno, también se considerará un único valor de los registrados en el periodo de análisis y que también sea el más conservador a efectos de cálculo (valor máximo de concentración en los aceros al carbono y de baja aleación, y mínimo valor en los aceros inoxidable). El contenido de azufre en el acero permanece constante y por tanto se emplea aquel que indique las especificaciones del material.

7.1.2. VELOCIDAD DE DEFORMACION DETALLADA

Esta propuesta de cálculo se diferencia de la anterior únicamente en el modo de calcular la velocidad de deformación en el periodo de análisis. El valor de temperatura y de oxígeno disuelto a considerar en el cálculo serán de nuevo los que produzcan un valor del factor ambiental más conservador.

La velocidad de deformación en su tramo creciente, se calcula integrando la pendiente de deformación entre el valle y el pico (punto a y d respectivamente de la Figura 7.1). Bajo estas premisas y haciendo referencia a la Figura 7.2, la velocidad de deformación detallada se calcula según la siguiente expresión:

$$\dot{\varepsilon} = \frac{100 \sum \Delta \varepsilon_i \frac{\Delta \varepsilon_i}{\Delta t}}{\sum \Delta \varepsilon_i} \quad (7.2)$$

siendo:

- $\dot{\varepsilon}$ = velocidad de deformación detallada (%/seg)
- $\Delta \varepsilon_i$ = variación de deformación en el punto i ,
= $(S_i - S_{i-1})/E$
- S_i = valor de tensión en el instante i (psi)
- S_{i-1} = valor de tensión en el instante $i-1$ (psi)
- Δt = intervalo de tiempo en el instante i (seg),
= $t_i - t_{i-1}$
- E = módulo de elasticidad (psi)

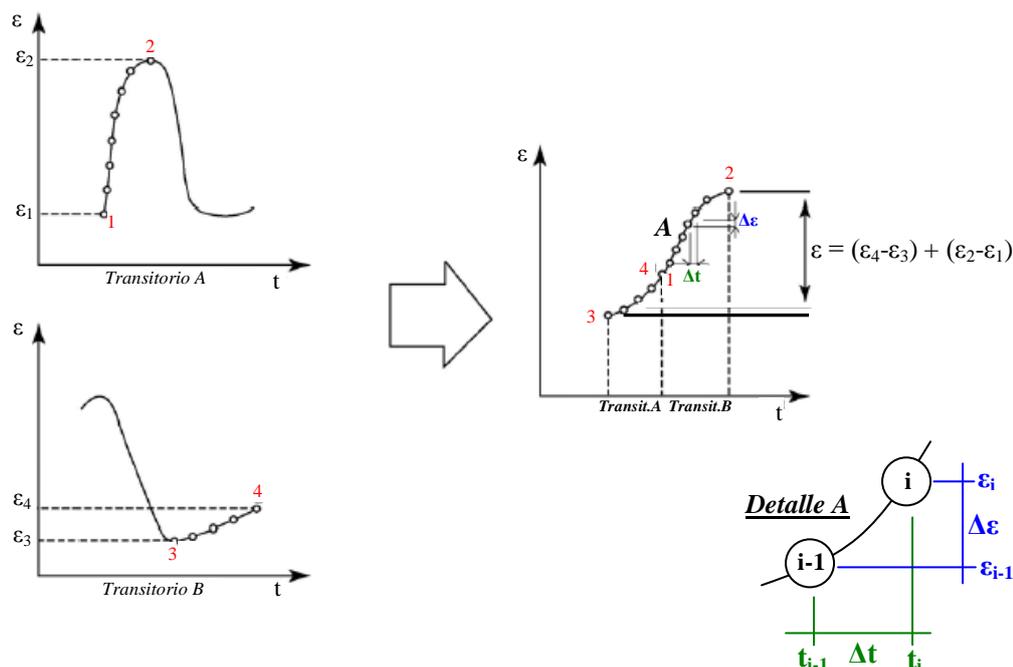


Figura 7.2. División del transitorio para el cálculo preciso de la velocidad de deformación [18]

7.1.3. VELOCIDAD DE DEFORMACION INTEGRADA

La propuesta de la velocidad de deformación integrada es parecida a la de deformación detallada explicada anteriormente, salvo que se evalúa el factor ambiental F_{en} en cada uno de los intervalos de tiempo en que se divide el periodo (con deformación creciente) entre el valle y el pico de análisis. El valor global del factor ambiental en este tramo creciente se calcula según la siguiente expresión:

$$F_{en} = \frac{\sum_{i=2}^n F_{en,i} \Delta \varepsilon_i}{\sum_{i=2}^n \Delta \varepsilon_i} \quad (7.3)$$

siendo:

F_{en_i} = factor ambiental evaluado en el instante i , considerando:

- Velocidad de deformación: $\dot{\varepsilon}_i = 100 * (\Delta \varepsilon_i / \Delta t)$
- Temperatura: $T = \text{máximo}(T_i - T_{i-1})$
- Concentración de oxígeno: $O = \text{máximo}(O_i - O_{i-1})$ para aceros al carbono y aceros de baja aleación
 $O = \text{mínimo}(O_i - O_{i-1})$ para aceros inoxidables
- Contenido de azufre: $S = \text{constante}$ según las especificaciones del material

$\Delta \varepsilon_i$ = variación de deformación en el punto i ,
 $= (S_i - S_{i-1}) / E$

- S_i = valor de tensión en el instante i (psi)
 S_{i-1} = valor de tensión en el instante $i-1$ (psi)
 Δt = intervalo de tiempo en el instante i (seg),
= $t_i - t_{i-1}$
 E = módulo de elasticidad (psi)

7.2 PROCEDIMIENTO DE ESTIMACIÓN DEL F_{EN} APLICADAS EN CC.NN.

Desde la última década del siglo XX las centrales nucleares han dedicado importantes esfuerzos para tratar de conocer el efecto que el ambiente tenía en los materiales de los componentes del reactor. Como se ha mostrado en el Capítulo 2, han sido obtenidas diferentes expresiones de cálculo a partir de numerosos ensayos de fatiga en ambiente. Asimismo se han dedicado muchos recursos a la investigación y búsqueda de una metodología de evaluación que permitiera calcular el factor ambiental a lo largo de los diferentes transitorios que tienen lugar en planta.

Tal y como se ha mostrado, tanto las expresiones como las metodologías de evaluación han ido variando a lo largo de los últimos años a medida que se avanzaban en las investigaciones. Actualmente no existe un convencimiento claro de que tanto las expresiones utilizadas por los diferentes organismos como las metodologías de cálculo vayan a ser aprobadas de modo definitivo.

Un claro ejemplo de esta incertidumbre se puede observar en las expresiones sugeridas por la NRC en los documentos NUREGs. En ellos se proponen el empleo de diferentes expresiones del factor ambiental si se trata de centrales nuevas o de centrales que pretendan extender su vida y renovar la licencia de explotación. Las expresiones recogidas en [13] y [17] están provisionalmente aprobadas para los cálculos de renovación de licencia, tal como se especifica en [79]. Por el contrario, las expresiones recogidas en [76] han sido aprobadas exclusivamente para las nuevas centrales nucleares, tal como se especifica en [80].

Respecto a las metodologías de evaluación parece que existe un cierto acuerdo para que se aplique el procedimiento de cálculo de [18] que ha sido explicado anteriormente. Sin embargo, y tal como se explica posteriormente en el apartado 7.3 de esta tesis, se han detectado algunas incertidumbres de carácter teórico que hacen que este procedimiento no presente una solidez que permita su aprobación inminente. Además se mostrará como su implementación en sistemas de monitorización es una tarea muy complicada.

A pesar de los constantes cambios e incertidumbres asociados a la evaluación del factor ambiental, los responsables de ingeniería y mantenimiento de las centrales nucleares precisaban

de conocer una estimación del aumento del daño a fatiga que se producía en sus componentes inmersos en ese ambiente. Por ello, durante los últimos años, se han venido aplicando dos procedimientos de evaluación, que si bien no estaban aprobados, ofrecían una estimación aproximada del valor del factor ambiental. A continuación se explican estos dos procedimientos de evaluación, que aquí se han definido como: “Metodología continua” y “Metodología transitorio a transitorio”. La explicación de estas metodologías se realiza aplicando la propuesta de evaluación “*Velocidad de Deformación Integrada (VDI)*” (ver 7.1.3) explicada anteriormente (por ser esta la más exacta y la elegida para los cálculos habituales por los investigadores de esta tesis).

7.2.1. METODOLOGIA CONTINUA

La metodología continua se basa en el cálculo del factor ambiental entre el primer punto significativo (valle) y el último que se haya producido en el momento de análisis. Por tanto en este método no se calculan el valor del factor ambiental entre los picos y valles de cada par de carga, sino entre el primer y último punto significativo de toda la historia tensional existente.

En la Figura 7.3 se muestra un ejemplo de una sucesión de picos y valles obtenidos del estado tensional de un componente. Se ha supuesto que hasta el momento de la evaluación han tenido lugar siete transitorios.

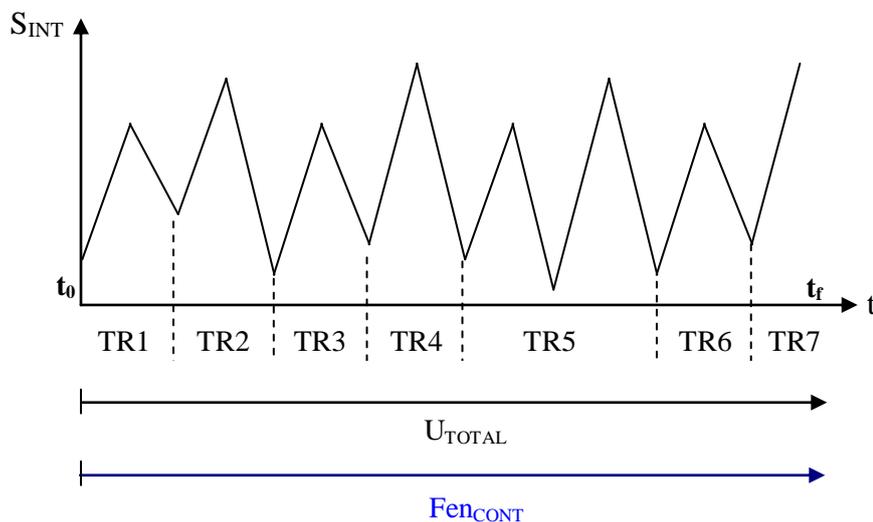


Figura 7.3. Sucesión de picos y valles. Evaluación de F_{en} mediante la metodología continua

El daño a fatiga total (U_{TOTAL}) se puede obtener fácilmente mediante un análisis de fatiga convencional que generalmente en la actualidad es realizado por los sistemas de monitorización (i.e. FatiguePro).

El factor ambiental (F_{en_CONT}), y suponiendo que se aplica la propuesta de evaluación VDI (ver 7.3.1), se calcula aplicando la ecuación (7.3) desde el instante inicial (t_0) hasta el instante final (t_f), considerando como ya se comentó anteriormente los periodos de tiempo en los que la velocidad de deformación es positiva ($\Delta\varepsilon > 0$).

El daño a fatiga considerando el efecto del medio y aplicando esta metodología de cálculo se obtiene según (7.4):

$$U_{env_TOTAL} = U_{TOTAL} \times F_{en_CONT} \quad (7.4)$$

En la Tabla 7.1 se recogen los datos del daño a fatiga realizado sobre unos transitorios ficticios que permiten una mejor comprensión de la metodología continua.

Tabla 7.1. *Análisis del daño a fatiga con ambiente mediante la metodología continua*

Transitorio	U_{TOTAL}	F_{en_CONT}	U_{env_TOTAL}
TR1	0.047	4.57	0.215
TR2			
TR3			
TR4			
TR5			
TR6			
TR7			

Esta metodología es poco exacta y fiable ya que por ejemplo en transitorios en los que el efecto ambiental es nulo (caso de las Pruebas de Presión de Diseño con temperaturas inferiores al umbral) se les aplica un factor ambiental medio. Del mismo modo, el efecto ambiental elevado que puedan tener algunos transitorios se verá reducido al factor ambiental medio. Esta metodología sin embargo permite obtener de un modo sencillo y rápido una estimación del efecto del medio en el daño a fatiga de un componente.

7.2.2. METODOLOGIA TRANSITORIO A TRANSITORIO

La metodología aquí llamada “*Transitorio a transitorio*” ha sido la más extendida para el cálculo estimativo del factor ambiental de los componentes de centrales nucleares. Se basa en el cálculo del factor ambiental entre los valles y picos de tensión que tienen lugar a lo largo de un transitorio. En este método no se calcula el valor del factor ambiental entre los picos y valles de cada par de carga, sino entre el primer y último punto significativo del periodo de tiempo de cada transitorio.

En la Figura 7.4 se ilustra el modo de calcular el factor ambiental aplicando esta metodología sobre el mismo caso hipotético mostrado en la Figura 7.3.

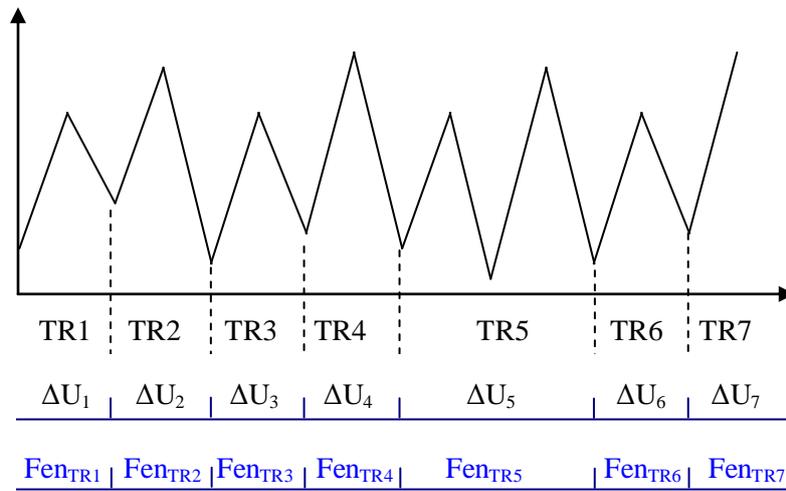


Figura 7.4. Sucesión de picos y valles. Evaluación de Fen mediante la metodología transitorio a transitorio

El daño a fatiga total (U_{TOTAL}) se calcula realizando un análisis de fatiga convencional mediante los sistemas de monitorización (i.e. FatiguePro). Además estos sistemas de monitorización ofrecen resultados parciales de tal modo que se puede conocer el daño a fatiga existente en cada instante de tiempo. Por lo tanto, puede ser conocido en todo momento el daño a fatiga existente antes de un determinado transitorio y una vez que éste se ha producido, y por consiguiente, conocer el incremento o variación del daño a fatiga (ΔU_i) que dicho transitorio ha originado.

El factor ambiental (Fen_{TRi}), y suponiendo que se aplica la propuesta de evaluación VDI (ver 7.3.1), se calcula aplicando la ecuación (7.3) desde el instante inicial del transitorio hasta su instante final, considerando como ya se comentó anteriormente los periodos de tiempo en los que la velocidad de deformación es positiva ($\Delta \epsilon > 0$).

El daño a fatiga total aplicando la metodología de cálculo transitorio a transitorio se obtiene multiplicando el incremento del daño a fatiga que produce cada transitorio por el valor del factor ambiental calculado en el periodo de tiempo en que aquel se produce, esto es (7.5):

$$U_{envTOTAL} = \sum \Delta U_i \times Fen_{TRi} \quad (7.5)$$

En la Tabla 7.2 se recogen los datos del daño a fatiga realizado sobre los mismos transitorios ficticios que permiten una mejor comprensión de la metodología transitorio a transitorio.

Tabla 7.2. Análisis del daño a fatiga con ambiente mediante la metodología transitorio a transitorio

Transitorio	ΔU (1)	ΣU_{TOTAL} (2)	Fen_{TRI} (3)	ΔU_{env} (1) x (3)	$U_{envTOTAL}$
T1	0.0020	0.002	2.53	0.0056	0.1873
T2	0.0100	0.012	6.14	0.0614	
T3	0.0030	0.015	4.16	0.0125	
T4	0.0050	0.020	8.11	0.0405	
T5	0.0200	0.040	2.71	0.0542	
T6	0.0040	0.044	1	0.0040	
T7	0.0030	0.047	3.05	0.0091	

7.2.3. METODOLOGIA POR PARES DE CARGA (EPRI)

Esta metodología se encuentra actualmente en estudio, presentando algunas alternativas. El procedimiento evalúa el factor ambiental en los periodos de tiempo asociados a los picos y valles que conforman cada par de carga o ciclo, cuyas amplitudes son usadas para el cálculo del daño a fatiga.

En la Figura 7.5 se muestra un ejemplo de una sucesión de ciclos donde el mayor pico y el menor valle conforman un par de carga, una vez aplicado la metodología de conteo de ciclos Rainflow (línea roja). El factor ambiental se calcula, de acuerdo a la metodología EPRI [86] entre el valle (que forma el par de carga) y su pico consecutivo (primera flecha en la Figura 7.5), y el pico (que forma el par de carga) con su valle precedente (segunda flecha en la Figura 7.5)

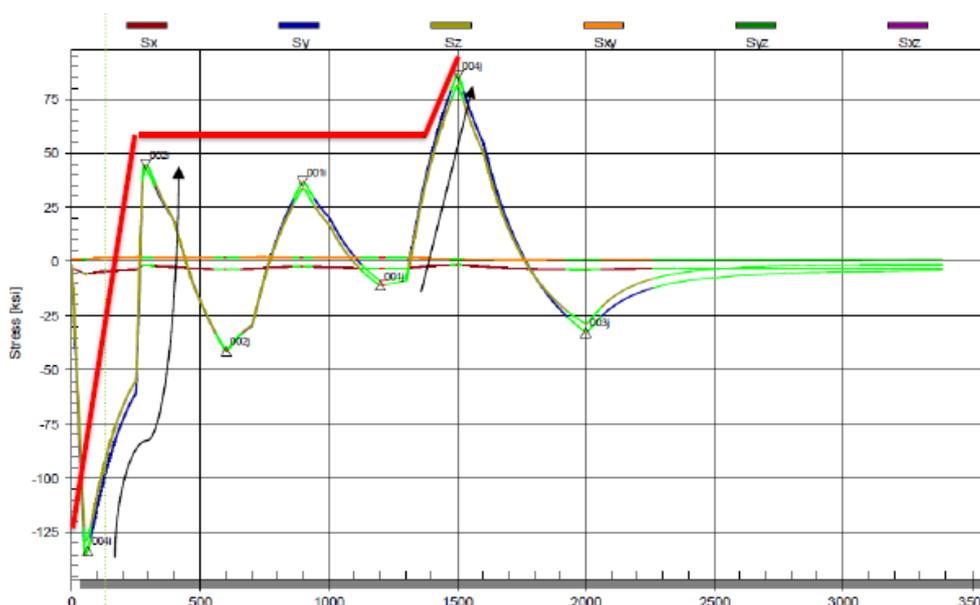


Figura 7.5. Ejemplo de aplicación del Fen en un par de carga [86]

El factor ambiental (F_{enLP}), y suponiendo que se usa la propuesta de evaluación más precisa VDI (ver 7.3.1), se calcula aplicando la ecuación (7.3) en los periodos de tiempo asociados a cada par de carga. Este ejemplo aquí expuesto se corresponde al par de carga formado por el menor valle y el mayor pico del ejemplo mostrado en la Figura 7.5.

El daño a fatiga total aplicando la metodología de cálculo por pares de carga se obtiene multiplicando el daño a fatiga que produce cada par de carga (método habitual de cálculo de fatiga) por el valor del factor ambiental calculado en el periodo de tiempo correspondiente a cada par de carga (según lo expuesto en el párrafo anterior):

$$U_{envTOTAL} = \sum \Delta U_i \times F_{enLP} \quad (7.6)$$

7.3. DISCUSION DE LAS PROPUESTAS DE ANALISIS Y METODOLOGÍAS DE EVALUACIÓN

A continuación se discuten las metodologías de evaluación anteriormente explicadas. En primer lugar se ha de señalar que la propuesta de análisis VDI (apartado 7.1.3) es la aquí elegida para los cálculos y sobre la que se van a discutir las metodologías de evaluación. Esta elección se debe en primer lugar a que la selección de una u otra propuesta de análisis no afecta a la discusión de las metodologías planteadas. Y en segundo lugar a que las otras dos propuestas de análisis (VDM y VDD) son menos exactas y más conservadoras que la propuesta VDI.

7.3.1. DISCUSION DE LA METODOLOGÍA CONTINUA

La explicación realizada sobre la metodología continua (ver 7.2.1) ya dejaba entrever una cierta inexactitud en el cálculo del factor ambiental. Sin duda, la sencillez de aplicación de esta metodología ha sido la razón de su empleo como herramienta estimativa del valor del factor ambiental.

Las ventajas que presenta esta metodología es su simplicidad de ejecución y su facilidad para ir añadiendo nuevos transitorios a medida que estos se producen, ya que simplemente se requiere modificar el tiempo final aumentando el periodo de integración del análisis.

Pero sin duda, la inexactitud de los cálculos, provoca un cierto recelo en el empleo los valores obtenidos para análisis precisos. La inexactitud viene dada, entre otros aspectos, de considerar un valor del factor ambiental promedio (F_{enCONT}) en todo momento. De este modo, a transitorios en los que el efecto ambiental no influye $F_{en}=1$ (i.e. pruebas hidrostáticas, $T^a < 150^\circ C$), se les aplica el factor ambiental promedio F_{enCONT} calculado para todo el periodo de

análisis. Pero también existen transitorios (i.e. arranque) con elevados valores del factor ambiental, y a los cuales se les verá reducido este efecto al ser aplicado el mencionado factor ambiental promedio $F_{en_{CONT}}$.

Este método generalmente va a ser no conservador, si bien dependerá de los transitorios que se hayan producido y del componente de análisis. La razón de este no conservadurismo generado por la inexactitud del método, se debe a que generalmente los transitorios que mayor daño a fatiga producen, caso del arranque y la parada, se dan en condiciones ambientales severas, esto es, el factor ambiental es alto. En estos casos, se reduce la ponderación de los términos con mayor peso, cumpliéndose de forma general:

$$\Sigma U^*(F_{en_{CONT}}) < \Sigma (U_i \times F_{en_i}) \quad (7.6)$$

En definitiva esta metodología presenta una importante incertidumbre en la valoración del efecto ambiental, y generalmente produce resultados no conservadores. Para evitar los posibles no conservadurismos asociados a esta metodología, se trabaja con las propuestas de evaluación VDD o VDM, con el fin de introducir un factor conservador.

7.3.2. DISCUSION DE LA METODOLOGÍA TRANSITORIO A TRANSITORIO

Esta metodología de evaluación ha sido sin duda la más empleada para estimar el efecto ambiental en el daño a fatiga de los materiales en centrales nucleares, debido al convencimiento que existía de que dicho procedimiento era correcto. Además esta metodología permite de forma muy sencilla evaluar el factor ambiental en un determinado espacio de tiempo y ponderar el daño a fatiga que ha tenido lugar en ese periodo.

Sin embargo, si se analiza minuciosamente los procedimientos de cálculo del daño a fatiga y la metodología transitorio a transitorio se observa un error en la aplicación.

En la Figura 7.6 se muestra un ejemplo sencillo de una sucesión de picos y valles de tensión que han tenido lugar en diferentes transitorios.

La metodología por transitorios emplea en los cálculos la variación del daño a fatiga (ΔU) que se produce por la generación de los transitorios. Si se analiza el cuarto transitorio (TR4), éste tiene asociada una variación del daño a fatiga (ΔU_4) que se obtiene restando el daño fatiga al final del mismo menos el daño a fatiga que existía al final del tercer transitorio (TR3).

La metodología por transitorios emplea en los cálculos la variación del daño a fatiga (ΔU) que se produce por la generación de los transitorios. Si se analiza el cuarto transitorio (TR4), éste tiene asociada una variación del daño a fatiga (ΔU_4) que se obtiene restando el daño a fatiga al final del mismo menos el daño a fatiga que existía al final del tercer transitorio (TR3).

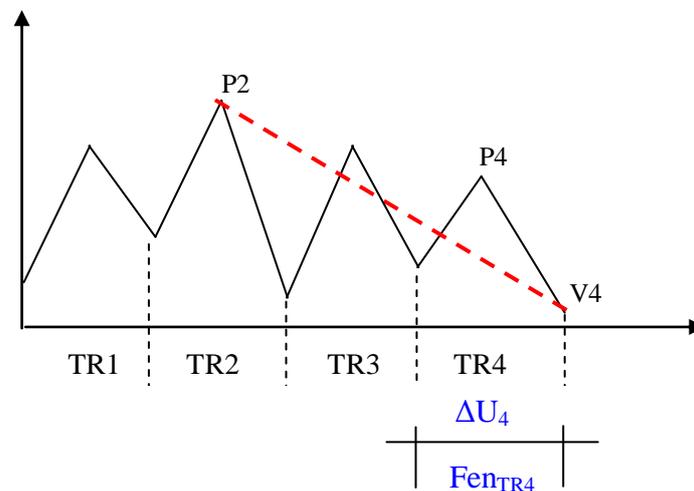


Figura 7.6 Secuencia de picos y valles. Discusión de la metodología por transitorios

Sin embargo, la evaluación a fatiga, tal como se explicó en el Capítulo 2, implica una reordenación de los picos y valles, y posterior emparejamiento para formar pares de carga. En la Figura 7.5 un par de carga se forma por el segundo pico (P2) y el cuarto valle (V4), esto es, por el pico de mayor tensión y el valle de menor tensión. La amplitud de tensión de este par de carga será utilizada para el cálculo del daño a fatiga. Por lo tanto, la variación del daño a fatiga (ΔU_4) no se obtiene a partir de la amplitud de tensión entre los picos y valles de este transitorio (TR4), sino que estos picos y valles serán unidos con otros picos y valles ocurridos anteriormente, formando pares de carga.

En definitiva variación del daño a fatiga de los transitorios no se debe únicamente a los picos y valles que en él se producen, sino que depende de los picos y valles generados anteriormente, esto es, de la historia previa.

La aplicación de la metodología por transitorios implica ponderar el factor ambiental existente en un determinado periodo de tiempo por una variación del daño a fatiga generada por pares de carga cuyos pico(s) y/o valle(s) se han producido fuera de dicho intervalo de tiempo.

Esta metodología sería estrictamente correcta si la variación del daño a fatiga que produce el cuarto transitorio (ΔU_4) se calculase con la amplitud de tensiones existente entre los picos y valles que en ese periodo se producen, en este caso, el cuarto pico (P4) y el cuarto valle (V4). Por lo tanto, la metodología por transitorios se basa en una hipótesis incorrecta, y es considerar

que la variación del daño por fatiga en un periodo de tiempo en el que tiene lugar un transitorio es igual al daño por fatiga causado por ese transitorio.

La metodología por transitorios es más exacta que la metodología continua, además de ser más intuitivo su procedimiento. En la metodología por transitorios se aconseja la propuesta de evaluación VDI para el cálculo del factor ambiental.

7.3.3. DISCUSIÓN DE LA METODOLOGÍA POR PARES DE CARGA (EPRI)

La metodología “EPRI” se ha convertido en estos últimos tiempos en la guía de referencia para la evaluación del factor ambiental en los transitorios que tienen lugar en planta, tal y como se señaló en el apartado 7.1.

Esta metodología evalúa el factor ambiental en los pares de carga una vez se ha procedido a la unión de los transitorios (Figura 7.5), esto es, de los valles y picos, de acuerdo a las directrices marcadas en [18] y explicadas en el apartado 7.1. Por lo tanto, la metodología EPRI se fundamenta en unas bases teóricas correctas, y en las que las evaluaciones del daño a fatiga y del factor ambiental se ajustan o acoplan entre sí.

En la Figura 7.2 se mostró el procedimiento de unión de dos transitorios cuyos puntos significativos (pico y valle) formaban un par de carga. Este ejemplo, así como los pasos a realizar para la evaluación del efecto ambiental, parecen claros y no excesivamente complicados de ejecutar. Sin embargo, las tensiones de los transitorios reales que suceden en planta y que son evaluadas mediante los sistemas de monitorización, difieren notablemente en la forma y aspecto de la que se han presentado en la Figura 7.2.

En la Figura 7.7 se muestra un ejemplo de las tensiones reales obtenidas en un el *Blend radius* de la tobera de agua de alimentación del lazo A de la CNSMG. Como se puede observar, las tensiones no evolucionan generalmente de una forma suave y continua, sino que existen variaciones bruscas asociadas a las condiciones variables del reactor. Esta situación dificulta notablemente las indicaciones detalladas en el MRP-47 [18] para la unión de los transitorios, y especialmente para la localización del valor de tensión del 90% de su estado tensional estable (*steady state*). En consecuencia, la aplicación de la metodología de referencia “MRP-47” es posible en la evaluación de transitorios de diseño, pero muy difícil de aplicar con datos reales de transitorios que han tenido lugar en planta.

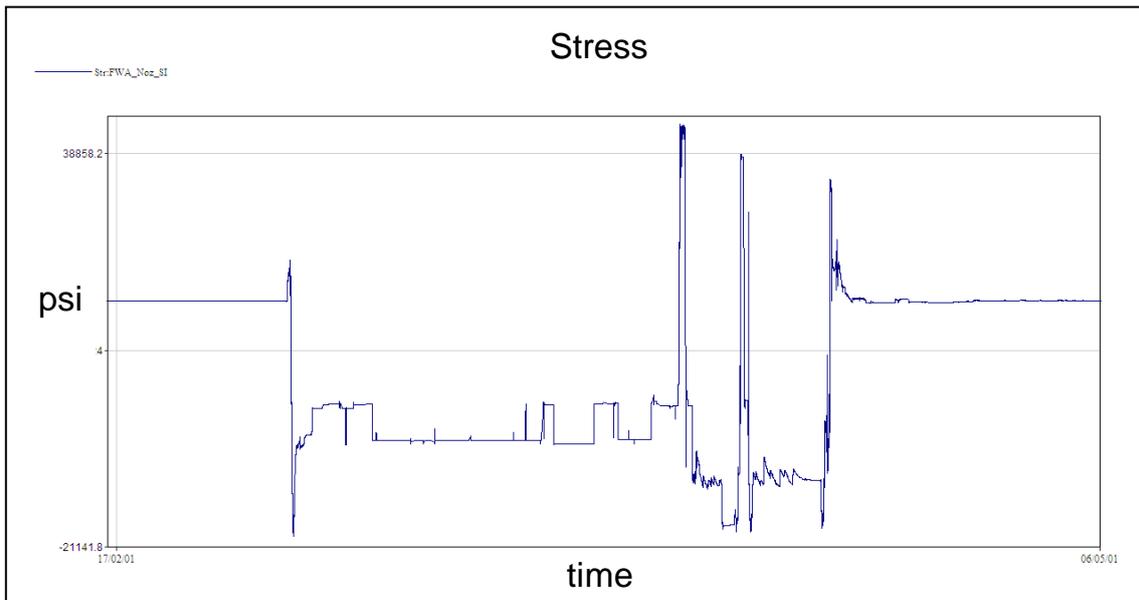


Figura 7.7 Variaciones de tensión reales

Existe otra característica del método que dificulta aún más la aplicación de esta metodología, y es la constante variación que se produce en la unión de picos y valles para la formación de pares de carga. A medida que se suceden los transitorios y aparecen nuevos puntos significativos, esto es, nuevos picos y valles, éstos se reordenan continuamente, de tal modo que los pares de carga van variando. En la Figura 7.8 se muestra un ejemplo de cómo la aparición de un nuevo transitorio produce un cambio en los pares de carga.

El mayor par de carga, tal y como se ha explicado en el Capítulo 2, lo forma el mayor pico y el menor valle, que en la Figura 7.8, y para un determinado instante de tiempo, lo forman el primer pico (P_1) (máximo valor de tensión) y el tercer valle (V_3) (mínimo valor de tensión). Sin embargo, al aparecer un nuevo transitorio, el estado tensional que se genera, implica nuevos picos y valles, entre los que se ha considerado un valle (V_n) con el menor valor de tensión de los hasta en ese momento existen. En ese instante, el mayor par de carga lo formaría el primer pico (P_1) (máximo valor de tensión) y el nuevo valle (V_n) (mínimo valor de tensión). Este ejemplo gráfico demuestra de forma clara como la formación de los pares de carga varía constantemente a medida que se producen nuevos transitorios.

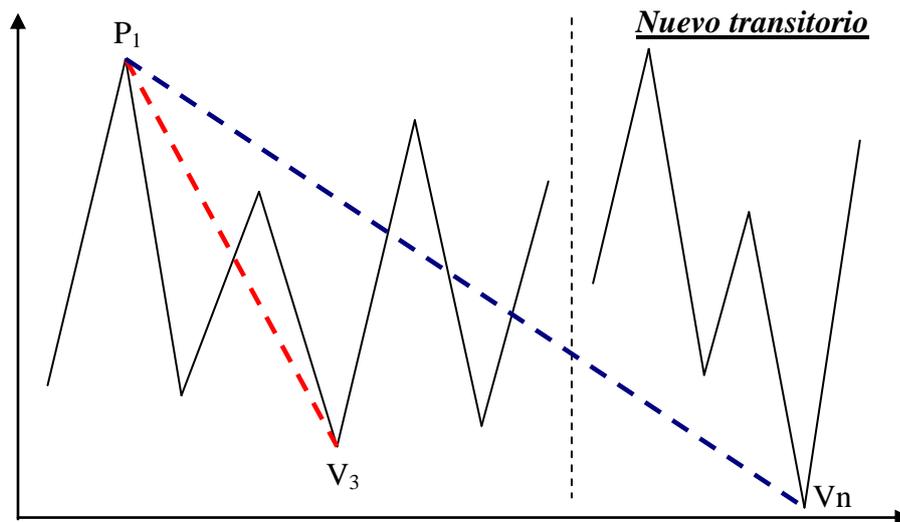


Figura 7.8 Cambio de la formación de un par de carga al aparecer nuevos picos y valles

La metodología EPRI analiza el factor ambiental en pares de carga, una vez realizada la unión del valle y el pico (Figura 7.1). Por lo tanto la aplicación de esta metodología implica una modificación de los cálculos según ocurren nuevos transitorios, tanto en la unión de los nuevos pares de carga, como el cálculo del factor ambiental asociado a ellos. Esta situación hace inviable el empleo de esta metodología, e inviable su implantación en los sistemas de monitorización actuales.

Por lo tanto, la metodología EPRI se enfrenta de forma directa al procedimiento de evaluación del daño a fatiga basado en la ordenación continua de los picos y valles para formar pares de carga.

Estas dos dificultades que se han descrito pueden ser salvadas mediante sistemas de monitorización que recalculen de forma automática los pares de carga cada vez que se incluyan nuevos datos de tensión. Este proceso de forma manual sería prácticamente inviable.

Pero sin duda la parte con mayor dificultad justificativa es la que concierne a los periodos de cálculo del factor ambiental en los pares de carga. En la Figura 7.5 se mostraba mediante flechas los periodos en los que se debía calcular el efecto ambiental para el par de carga formado por el menor valle y el mayor pico. Especialmente, el segundo periodo, entre el pico (que conforma el par de carga) y su valle precedente puede generar discrepancias sobre su idoneidad. No parece tener una justificación clara este segundo periodo, y más aún si se analiza la curva de histéresis generada por los ciclos de tensión. En la Figura 7.9 se ejemplifica una sucesión de picos y valles así como su correspondiente diagrama de tensión-deformación.

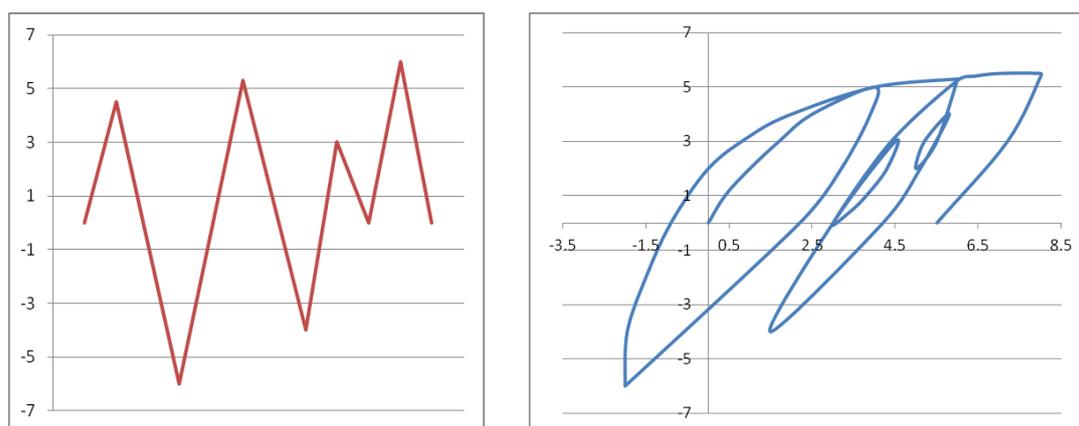


Figura 7.9. Ejemplo de historia tensional: tensión-tiempo (izq.) y tensión-deformación (dcha.)

En la Figura 7.10 se muestra, por un lado el mayor par de carga existente (menor valle y mayor pico) obtenido una vez aplicado la metodología Rainflow, y por otro, los periodos en los que el factor ambiental se debe calcular si se aplica la metodología por pares de carga propuesta por el EPRI.

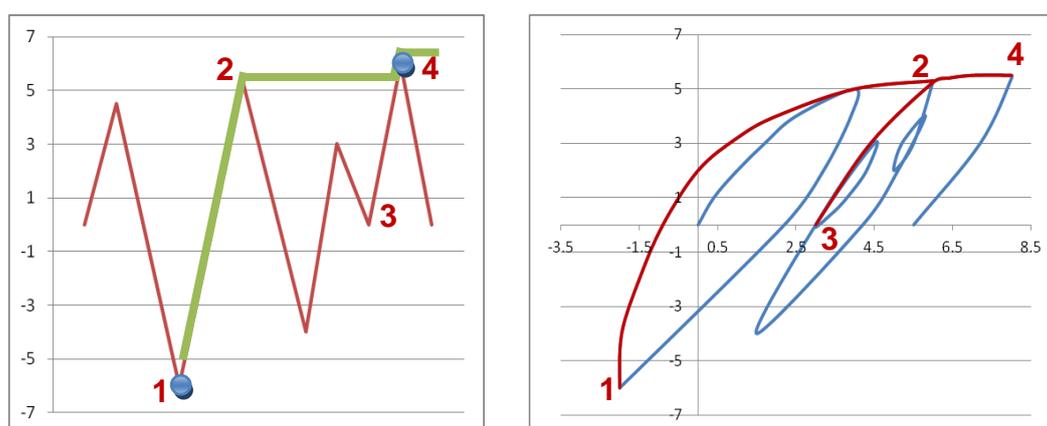


Figura 7.10. Metodología por pares de carga “EPRI”. Ejemplo de historia tensional: mayor par de carga (izq.) y periodos de cálculo del factor ambiental (dcha.)

La metodología por pares de carga (EPRI) establece que para el par de carga mostrado en el ejemplo de la Figura 7.10 los periodos en los que se ha de calcular el factor ambiental están comprendidos entre los puntos 1-2 y 3-4. Si se analiza el ciclo de histéresis de la curva tensión-deformación (Figura 7.10 (dcha.)) no parece intuitivo, tal como se comentó en el apartado anterior, que el segundo periodo de cálculo del factor ambiental se inicie en el valle precedente al pico que conforma el par de carga, punto 3 de la Figura 7.10 (dcha.). La justificación dada por el EPRI [86] es únicamente que este criterio se basa en la opinión de un “panel de expertos”.

Por otro lado, si se continúa aplicando la metodología Rainflow en el cómputo de ciclos para el ejemplo de la Figura 7.9, existe un tramo comprendido entre el punto 3 y punto 4 cuyo factor ambiental será aplicado en otros dos pares de carga. En la Figura 7.11 y Figura 7.12 se muestran los otros dos pares de carga que se obtienen entre el menor valle y el mayor pico. Se puede observar como el periodo $1'' - 2''$ (Figura 7.12) en el cual se calcula el factor ambiental también está dentro de los periodos 3-4 (Figura 7-10) y $3' - 4'$ (Figura 7.11). Es fácilmente entendible que ante un mayor histórico de tensiones también será mayor el número de periodos donde se calcule el factor ambiental de forma repetida en diferentes pares de carga.

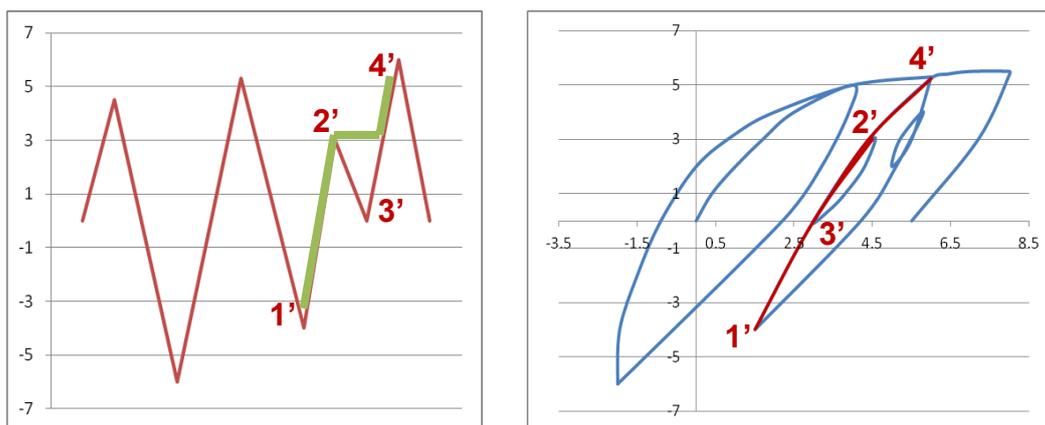


Figura 7.11. Metodología por pares de carga “EPRI”. Primer par de carga intermedio al par de carga creado por el menor valle y mayor pico (izq.). Periodo de cálculo del factor ambiental (dcha.)

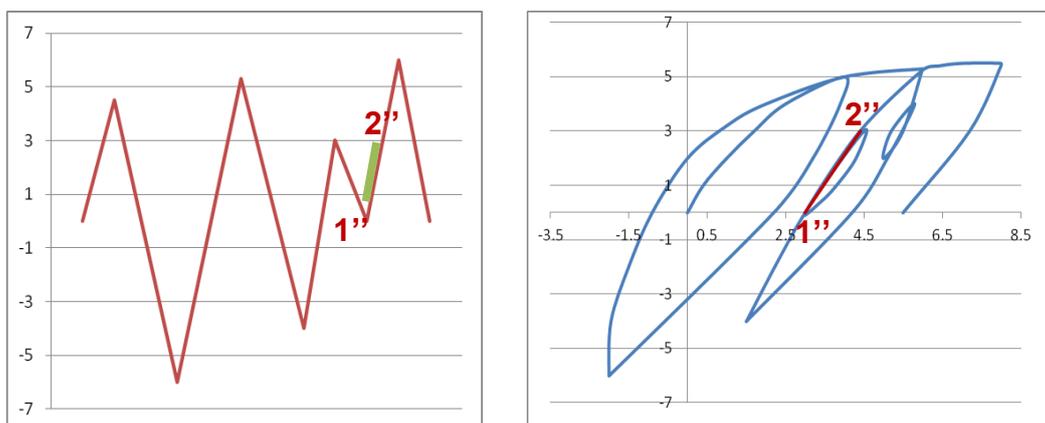


Figura 7.12. Metodología por pares de carga “EPRI”. Segundo par de carga intermedio al par de carga creado por el menor valle y mayor pico (izq.). Periodo de cálculo del factor ambiental (dcha.)

7.4. METODOLOGIA PROPUESTAS

Las metodologías hasta ahora explicadas presentan imprecisiones teóricas en el procedimiento de aplicación que las hace inexactas (metodología continua y metodología por transitorios), o incompatibilidades con los actuales sistemas de monitorización, dificultades de aplicación en transitorios reales y dudas sobre su justificación aplicativa (metodología por pares de ciclos).

Esta situación ha propiciado el estudio y desarrollo de nuevas metodologías de evaluación, algunas de las cuales se proponen a continuación.

7.4.1. METODOLOGÍA PEAK AND VALLEY (P&V)

El fundamento de esta metodología se basa en el principio de que el medio en el que se encuentran inmersos los componentes de las centrales produce un aumento del daño a fatiga de estos. Además el medio actúa o tiene efecto cuando la velocidad de deformación es positiva.

El ambiente, por tanto, reduce la vida a fatiga de los componentes, y su efecto puede ser comparado a una situación de mayor tensión sobre estos componentes pero ante un ambiente no agresivo, esto es, al aire. Por lo tanto, el objetivo de esta metodología es encontrar la equivalencia de una variación tensional en un medio agresivo con una variación tensional mayor en un medio no agresivo (aire).

Además, el procedimiento ha de tener en cuenta la morfología que presentan los transitorios reales (Figura 7.7), e igualmente ha de posibilitar de forma sencilla su implementación en los actuales sistemas de monitorización.

Bajo estas condiciones se plantea la “Metodología P&V” como nuevo procedimiento de evaluación del daño a fatiga considerando el efecto del medio.

En primer lugar, la evaluación del factor ambiental ($F_{en_{P\&V}}$) se propone que se realice entre valles y picos consecutivos, esto es, periodos con velocidad de deformación positiva, al contrario que la “Metodología por pares de carga” que plantea su evaluación entre los valles y picos que forman los pares de carga.

En segundo lugar, el factor ambiental ($F_{en_{P\&V}}$) calculado entre un valle y pico consecutivo se aplicará sobre el rango de tensión existente entre dicho valle y pico consecutivo, de tal modo que esta variación de tensión se verá aumentada proporcionalmente a dicho factor ambiental ($F_{en_{P\&V}}$). El aumento de la diferencia de tensión entre el valle y el pico se realizará aumentando

únicamente el valor de tensión del pico, de tal modo, que el valor de tensión de los valles nunca se verá modificado.

Este método, por tanto se basa en que la existencia del ambiente durante un periodo en el que se produce una variación de tensión definida por un valle y un pico, equivale a una variación mayor de tensión suponiendo que el componente está en un ambiente no agresivo (al aire). Con esta amplitud de tensión modificada se puede realizar el análisis a fatiga empleando las curvas de fatiga S-N obtenidas al aire.

En la Figura 7.13 se muestra el modo de proceder para calcular la variación de tensión que se ha de aumentar al rango de tensión entre el valle y pico original. Se parte de un valor de rango de tensión (ΔS_{PV}) inicial entre el valle (V) y pico (P). Con la amplitud de tensión $S_{alt} = 0.5 \cdot \Delta S_{PV}$, y empleando la curva S-N correspondiente del material, se puede calcular el número de ciclos (N) admisibles para ese nivel de tensión, y por consiguiente el daño a fatiga (U_{PV}) originado.

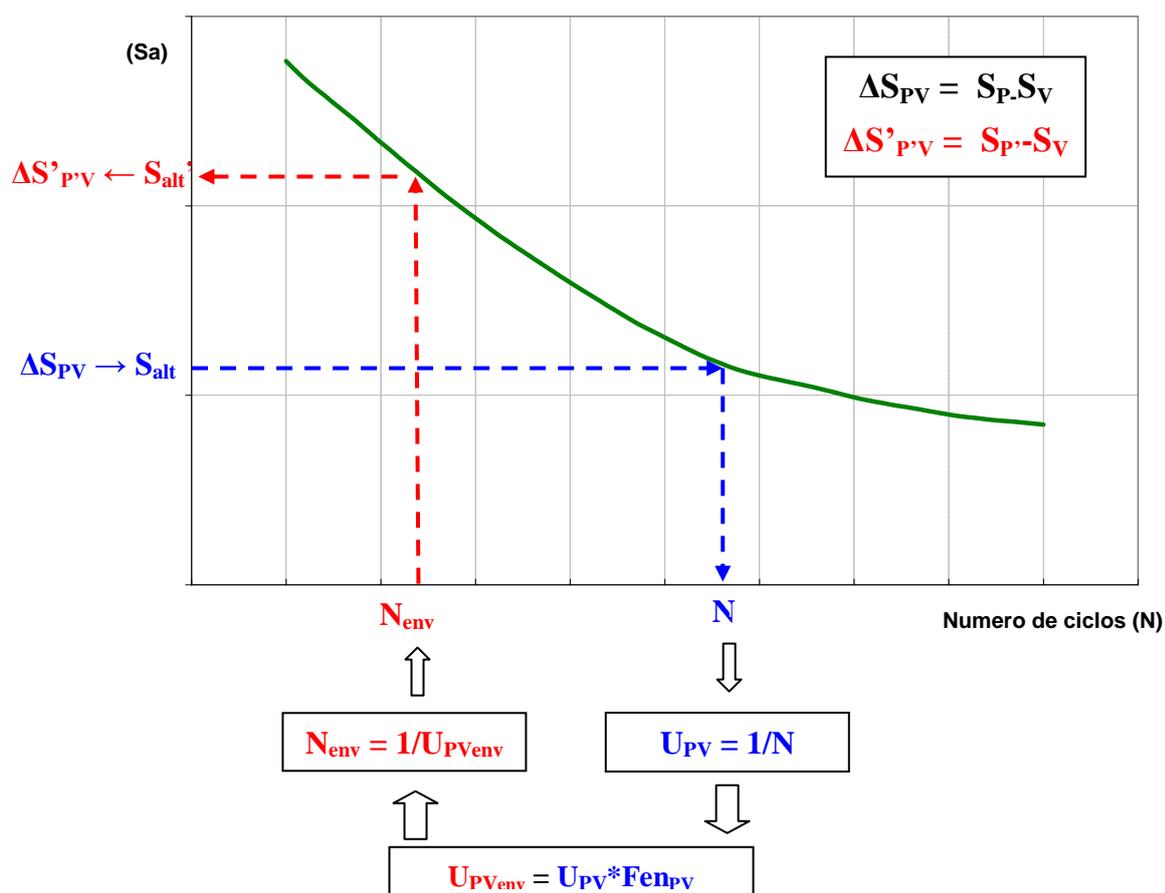


Figura 7.13. Procedimiento para la obtención del valor de los nuevos picos

Por otro lado, y aplicando la propuesta VDI (apartado 7.1.3), se evalúa el factor ambiental ($F_{env_{PV}}$) en el periodo entre el valle y pico, con el cual se puede obtener el daño a fatiga causado

por la variación tensional entre el valle y el pico considerando los efectos del ambiente ($U_{P_{Venv}}$). Procediendo de modo inverso, con este valor de daño a fatiga ambiental, se puede obtener fácilmente el número de ciclos admisibles teniendo en cuenta el efecto del medio (N_{env}), y empleando la curva de fatiga S-N se nueva amplitud de tensión (S_{alt}').

La amplitud de tensión (S_{alt}') produce un daño a fatiga en el aire equivalente a la amplitud de tensión inicial (S_{alt}) considerando los efectos del medio. La amplitud de tensión (S_{alt}') permite calcular el rango o diferencia tensional ($\Delta S'_{P-V}$) que ha de existir entre el valle y el nuevo pico, y ya que el valor de tensión del valle es fijo, el valor de tensión del nuevo pico es directo.

Por lo tanto, la aplicación de esta metodología, supone una modificación del valor de los picos. Una vez se hayan calculado éstos, se procederá a aplicar un análisis a fatiga convencional, esto es, reordenación de los nuevos picos y los valles, posterior formación de pares de carga y aplicación de la curva de fatiga para evaluar el daño que produce cada par de carga. En la Figura 7.14 se muestra un ejemplo práctico que permite entender mejor la metodología en su conjunto.

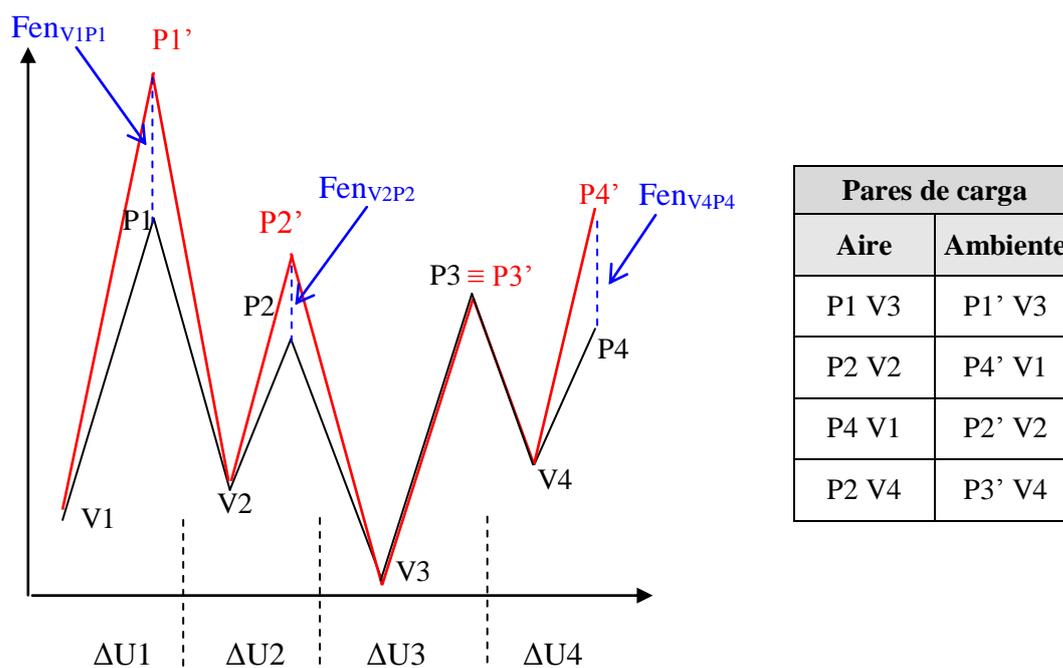


Figura 7.14. Metodología P&V en secuencia transitorios

Se han supuesto cuatro transitorios en cada uno de los cuales se han producido dos puntos significativos de tensión, esto es, un pico y un valle. En la Tabla 7.2 se puede seguir el procedimiento aplicado paso a paso, y explicado anteriormente. En ella, además, se puede observar como el valor de tensión de los valles no varía, y solo se aumenta la tensión de los picos. El tercer pico (P3) permanece invariable, ya que el factor ambiental en el periodo

asociado a este punto significativo es la unidad, es decir, el ambiente no tiene efecto alguno en el daño a fatiga durante ese periodo de tiempo.

Tabla 7.2. Metodología P&V

P&V consecutivos	Pico (P) (psi)	Valle (V) (psi)	U_{PV}	F_{env}	$U_{PVenv} = F_{env} \cdot U_{PV}$	Nenv (ciclos)	Salt' (psi)	$\Delta S_{P'V}$ (psi)	Pico modificado (P') (psi)	Valle (V) (psi)
V1P1	42819	8143	1.099E-5	3.54	3.889E-5	25711	29070	51452	59595	8143
V2P2	26994	8203	1.994E-7	18.16	3.621E-6	276169	13855	24522	32725	8203
V3P3	31843	5269	4.684E-6	1.00	4.684E-6	213487	15014	26574	31843	5269
V4P4	28582	11156	8.617E-8	16.20	1.396E-6	716323	12647	22384	33540	11156

En la Figura 7.14 se puede apreciar como se modifica el perfil de tensiones una vez aplicado el efecto del medio. Con los valles y los nuevos picos se procede a realizar un análisis a fatiga convencional, esto es, ordenación de estos puntos significativos, formación de pares de carga y evaluación del daño empleando la curva de fatiga S-N que corresponda. Asimismo, en la Figura 7.14 se muestra una tabla de los pares de carga iniciales, y una vez aplicado el factor ambiental mediante la metodología P&V. Se observa como algunos de estos pares de carga varían, una vez se tienen los nuevos valores de tensión de los picos.

La metodología P&V aquí propuesta elimina los inconvenientes y dificultades presentadas por las otras metodologías de cálculo anteriormente explicadas.

El cálculo del factor ambiental entre valles y picos consecutivos aplicando la propuesta VDI no presenta ninguna dificultad, ya que son periodos de tiempo totalmente definidos y delimitados. Además no se precisa de ninguna unión previa de transitorios, ni tampoco una definición de cómo y dónde éstos se conectan, con lo que se elimina la dificultad planteada por la forma y aspecto que presentaban las tensiones en los transitorios reales.

Otras de las ventajas que presenta esta metodología es que la aparición de nuevos transitorios, y por tanto nuevos picos y valles, no supone ningún problema ya que el factor ambiental es calculado entre valles y picos consecutivos, y la posición de estos en el tiempo es invariable. Por lo tanto, en este sentido, su implementación en los sistemas de monitorización es sencilla.

Asimismo, el método propone la aplicación del factor ambiental sobre el daño a fatiga causado por una variación de tensiones que tiene lugar en el mismo periodo de tiempo en el que el factor ambiental es evaluado.

Por último, y tal como se ha observado, esta metodología se basa en la aplicación “instantánea” del efecto ambiental sobre el daño a fatiga de los componentes a medida que estos se ven sometidos a estados de deformación creciente. Esta circunstancia supone la afirmación de que dichas bases parecen lo suficientemente sólidas como para eliminar cualquier duda sobre la imprecisión de los resultados que se obtienen de su aplicación.

En el Capítulo 8 se realizan diversos casos prácticos sobre transitorios reales y de diseño con el fin de comparar las metodologías aquí explicadas.

7.4.2. METODOLOGÍA POR PARES DE CARGA (RAINFLOW-RAINFLOW(RF))

Esta segunda metodología pretende de algún modo seguir la filosofía de la metodología por pares de carga EPRI, ya que este centro de investigación es sin duda un referente en el mundo nuclear y sus propuestas son habitualmente admitidas por los organismos reguladores.

La metodología por pares de carga EPRI (ver apartado 7.2.3) pretende aplicar el factor ambiental a cada uno de los pares de carga o ciclos con los que se calcula el daño a fatiga. De este modo se pretende eliminar, por ejemplo, los errores asociados a la metodología transitorio por transitorio (ver apartado 7.3.1). Sin embargo, y tal como se mostró en el apartado 7.3.3, la metodología por pares de carga EPRI presenta una justificación en su aplicación poco intuitiva o clara, que además, implica que existan periodos de tiempo en los que el factor ambiental asociado puede ser aplicado a varios pares de carga. Este hecho dificulta aún más el entendimiento de esta metodología, más cuando su justificación se basa en la opinión de un “panel de expertos”.

Por ello se propone una nueva metodología basada en la filosofía de los pares de carga, y que aquí se va a definir como “Rainflow” (RF). Esta metodología implica que el factor ambiental se calcula en los periodos que señale “la gota de agua” de la metodología de conteo de ciclos Rainflow (se ha escogido este método de cómputo de ciclos por ser el que mayor acogida está teniendo en los actuales sistemas de monitorización de las centrales nucleares).

De este modo se aprovecha la ventaja que ofrece el método por pares de carga EPRI, en el que el factor ambiental se calcula directamente sobre los pares de carga con los que se calcula el daño a fatiga (evitando errores de cálculo del método Transitorio por transitorio). Pero además elimina alguna de las bases de cálculo con difícil justificación, como es que existan periodos de tiempo en los que el factor ambiental asociado puede ser aplicado a varios pares de carga.

La metodología por pares de carga RF aquí propuesta, se explica mediante la Figura 7.15, que muestra un histórico de picos y valles idéntico al de la Figura 7.10 utilizada para explicar la metodología por pares de carga EPRI. Según la metodología RF, para el par de carga mostrado en el ejemplo de la Figura 7.15, los periodos en los que se ha de calcular el factor ambiental están comprendidos entre los puntos 1-2 y 3-4, siendo coincidentes el punto 2 y 3. Es decir, se calcula y aplica el factor ambiental en aquellos tramos “señalados” por la gota de agua del método de cómputo de ciclos Rainflow. Por otro lado, si se continúa aplicando la metodología Rainflow en el cómputo de ciclos para el ejemplo de la Figura 7.14 (o Figura 7.10), no existe ningún periodo cuyo factor ambiental se aplique en algún otro par de carga. En la Figura 7.16 y Figura 7.17 se muestran los otros dos pares de carga que se obtienen entre el menor valle y el mayor pico.

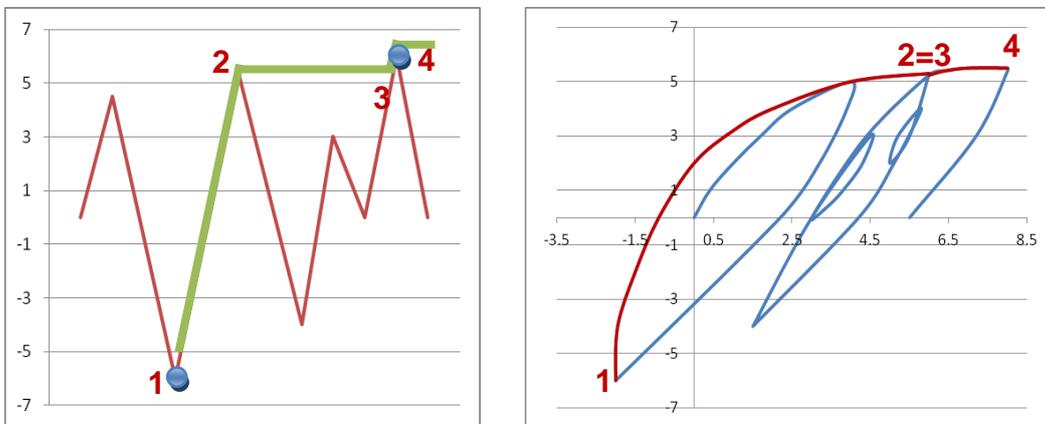


Figura 7.15. Metodología por pares de carga “RF”. Ejemplo de historia tensional: par de carga con mayor amplitud (izq.) y periodos de cálculo del factor ambiental (dcha.)

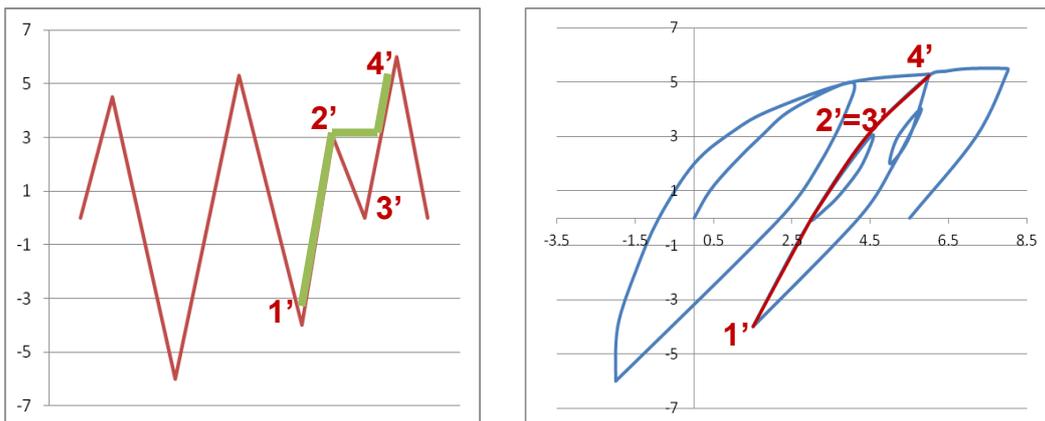


Figura 7.16. Metodología por pares de carga “RF”. Primer par de carga intermedio al par de carga creado por el menor valle y mayor pico (izq.). Periodo de cálculo del factor ambiental (dcha.)

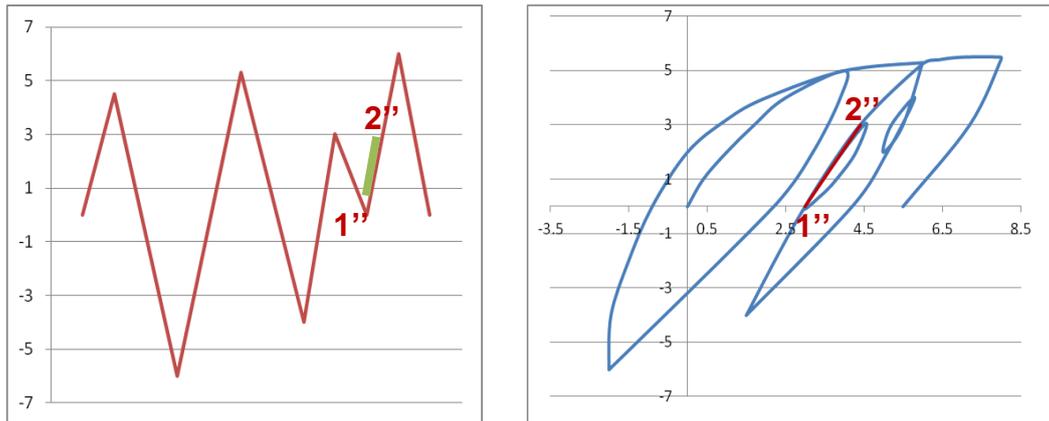


Figura 7.17. Metodología por pares de carga “RF”. Segundo par de carga intermedio al par de carga creado por el menor valle y mayor pico (izq.). Periodo de cálculo del factor ambiental (dcha.)

En el Capítulo 8 se compara la metodología de pares de carga “EPRI” y “RF”. La primera es la metodología que actualmente está más extendida y bajo el amparo del EPRI. La segunda, es la aquí propuesta, que basándose en la metodología EPRI, pretende eliminar algún elemento que pueda generar conflicto en la justificación teórica de la aplicación de la metodología.

7.4.3. METODOLOGÍA HYSTERESIS COUNTING METHOD (HCM)

Esta metodología únicamente se va a mencionar en esta tesis ya que se basa en un método de conteo de ciclos que en la actualidad no está suficientemente validado para el análisis del daño a fatiga. Sin embargo, el autor de esta tesis considera que la implementación y aplicación del factor ambiental utilizando este método de cómputo de ciclos se realizaría de una forma sólida.

La mayoría de los métodos de conteo de ciclos expuestos en el Capítulo 2, incluyendo el método Rainflow, se basa en un cómputo de ciclos en el que los pares de carga se van creando a partir de puntos de tensión significativos (picos y valles) separados entre sí, y en donde diferentes periodos entre dichos puntos significativos son empleados para conformar un ciclo completo que genere el par de carga. Estos procedimientos de conteo han sido desarrollados para aplicaciones diversas e implementado computacionalmente, habiéndose validado con probetas de laboratorio. La mayor parte de estas metodologías de cómputo de ciclos ofrecen muy buenos resultados a la hora de establecer el daño por fatiga de un componente. Sin duda, la dificultad del cálculo de la fatiga ambiental radica en implementar el factor ambiental en estos métodos de cómputo de ciclos que fueron creados y validados para un ambiente no agresivo.

La metodología HCM [87] se basa en computar ciclos a partir de la curva de histéresis tensión-deformación, con una particularidad: solo se contabilizan los ciclos una vez se hayan cerrado o completado. En la Figura 7.18 se muestra un ejemplo de cómo la metodología HCM contabiliza

los ciclos, los cuales se han diferenciado por colores. Tal como se ha expuesto anteriormente, el cómputo se establece una vez se complete el ciclo y se cierre la curva de histéresis.

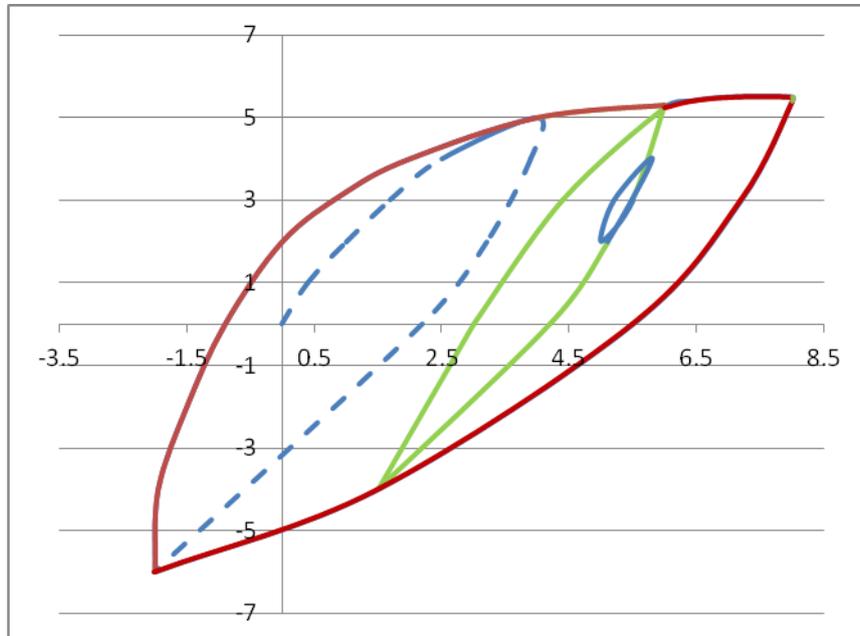


Figura 7.18. Método HCM - Curva de histéresis

La ventaja de esta metodología de cómputo de ciclos se encuentra en el momento de aplicar el factor ambiental, ya que los ciclos se encuentran perfectamente definidos y cerrados, evitando que existan periodos en los que el cálculo del factor ambiental se aplique a varios pares de carga o ciclos.

Sin duda, el gran reto que existe actualmente es trabajar en el propio método HCM con el fin de ser validado, y demostrar que los resultados que se obtienen en los análisis a fatiga (sin ambiente) son correctos. Si esta metodología HCM se valida y ofrece buenos resultados, la aplicación del factor ambiental a los ciclos o pares de carga es aparentemente sólida, directa e intuitiva.

El objetivo de esta tesis no es estudiar la metodología HCM, pero sí se ha creído conveniente apuntar este concepto para futuros trabajos.

8. ANALISIS COMPARATIVO DE LAS METODOLOGÍAS DE EVALUACIÓN DEL EFECTO AMBIENTAL

Los diferentes métodos y modelos existentes para evaluar el efecto que el medio en el que se encuentran inmersos los componentes tiene en el daño a fatiga y que han sido explicados en el Capítulo 2 y Capítulo 6 respectivamente, son comparados en los siguientes apartados.

Los métodos y modelos más generales serán evaluados sobre transitorios de diseño y transitorios reales, tratando de evaluar:

- Análisis comparativo entre los modelos de cálculo del factor ambiental
- El efecto del medio en cada uno de los transitorios de diseño que afecten al componente
- Análisis comparativo entre las diferentes metodologías de evaluación en transitorios reales

8.1. ANÁLISIS COMPARATIVO: MODELOS DEL FACTOR AMBIENTAL

En el Capítulo 2 se explicaron con detalle las expresiones obtenidas por diferentes organismos para el cálculo del factor ambiental. El objetivo aquí planteado es conocer la influencia que puede tener en el valor final del factor ambiental el empleo de una u otra expresión para un determinado material.

8.1.1. COMPONENTE Y LOCALIZACIONES DE ANÁLISIS

El estudio se realiza sobre la Tobera de AA, analizando las dos localizaciones críticas de la misma, *Safe end* (acero al carbono), *Blend radius*-material base (acero de baja aleación) y *Blend radius-cladding* (acero inoxidable).

8.1.2. MODELOS PARA EL CÁLCULO DEL F_{en}

Los modelos para el acero al carbono y acero de baja aleación que aquí se comparan se expusieron en el Capítulo 2, y que a continuación se resumen:

► *Aceros al carbono*

- | | |
|---------------------------------------|---|
| ○ Modelo ANL: | $F_{en} = \exp(0.554 - 0.101 \cdot S^* \cdot T^* \cdot O^* \cdot \epsilon^*)$ |
| ○ Modelo ASME (<i>Code Case I</i>): | $F_{en} = \exp(0.559 - 0.101 \cdot S^* \cdot T^* \cdot O^* \cdot \epsilon^*)$ |
| ○ Modelo ANL Revisado: | $F_{en} = \exp(0.632 - 0.101 \cdot S^* \cdot T^* \cdot O^* \cdot \epsilon^*)$ |
| ○ Modelo MITI: | $F_{en} = \exp[-(0.19 \cdot T^* \cdot O^* + 0.112) \cdot S^* \cdot \epsilon^*]$ |
| ○ Modelo JSME: | $F_{en} = \exp(0.0082 \cdot (0.7721 \cdot \epsilon^*) \cdot T^* \cdot O^* \cdot S^*)$ |

► **Aceros de baja aleación**

- Modelo ANL: $F_{en} = \exp(0.898 - 0.101 \cdot S^* \cdot T^* \cdot O^* \cdot \epsilon^*)$
- Modelo ASME (*Code Case I*): $F_{en} = \exp(0.903 - 0.101 \cdot S^* \cdot T^* \cdot O^* \cdot \epsilon^*)$
- Modelo ANL Revisado: $F_{en} = \exp(0.702 - 0.101 \cdot S^* \cdot T^* \cdot O^* \cdot \epsilon^*)$
- Modelo MITI: $F_{en} = \exp[-(0.19 \cdot T^* \cdot O^* + 0.112) \cdot S^* \cdot \epsilon^*]$
- Modelo JSME: $F_{en} = \exp(0.0082 \cdot (0.7721 - \epsilon^*) \cdot T^* \cdot O^* \cdot S^*)$

► **Aceros inoxidables**

- Modelo ANL: $F_{en} = \exp(0.935 - T^* \cdot O^* \cdot \epsilon^*)$
- Modelo ASME (*Code Case I*): $F_{en} = \exp(0.935 - T^* \cdot O^* \cdot \epsilon^*)$
- Modelo ANL Revisado: $F_{en} = \exp(0.734 - T^* \cdot O^* \cdot \epsilon^*)$
- Modelo MITI: $F_{en} = \exp(1.233 - P \cdot \ln(\epsilon^* / 0.4))$
- Modelo JSME: $F_{en} = \exp(C - \epsilon^*) \cdot T^*$

La definición de los parámetros diferentes parámetros así como los umbrales de aplicación se encuentran detallados en el Capítulo 2 (apartado 2.5).

8.1.3. TRANSITORIOS DE EVALUACIÓN

El análisis se efectúa sobre los transitorios de diseño que afectan a este componente y que se encuentran definidos en el Anexo II. Lógicamente serán analizados únicamente aquellos que producen daño por fatiga en la localización de análisis.

8.1.4. METODOLOGÍA Y PROPUESTA DE EVALUACIÓN EMPLEADAS

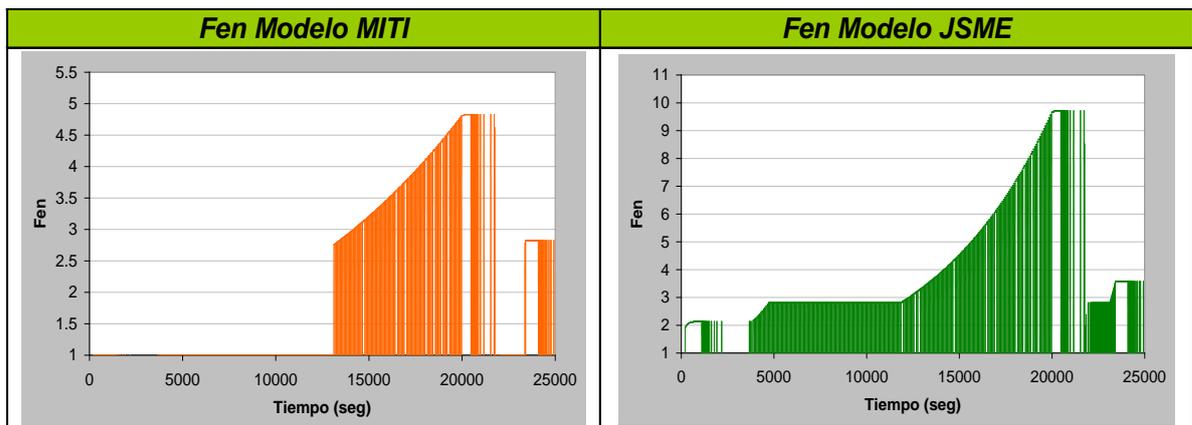
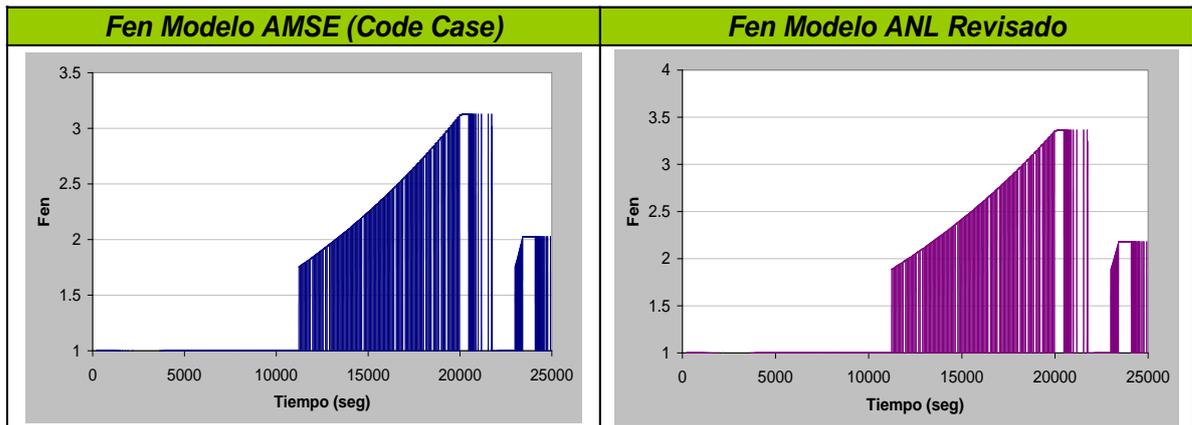
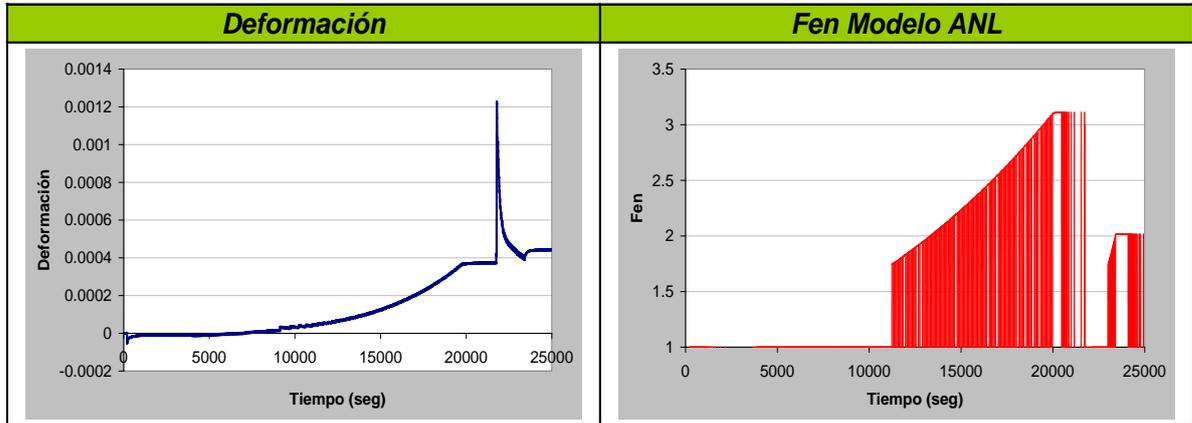
La evaluación del efecto ambiental se llevará a cabo aplicando la metodología de evaluación “Transitorio a transitorio” descrita en el Capítulo 7. Como ya se ha señalado anteriormente esta metodología ha sido la más empleada para el cálculo estimativo del factor ambiental de los componentes de centrales nucleares. La aplicación de esta metodología no presenta grandes dificultades de aplicación, y se presenta idónea para analizar en transitorios individuales los diferentes modelos de cálculo de factor ambiental arriba expuestos. La propuesta de evaluación empleada será la definida como “Velocidad de Deformación Integrada” (*Integrated Strain Rate*) (ver apartado 7.1.3).

8.1.5. EVALUACIÓN DE LOS TRANSITORIOS DE DISEÑO

8.1.5.1. LOCALIZACIÓN DEL SAFE END

Transitorio de diseño: ARRANQUE (después de Scram sin romper vacío)

OD [85]	S [85]	T^a	Duración (seg)
60 ppb	0.015	Según Figura II.1 y II.2 (Anexo II)	



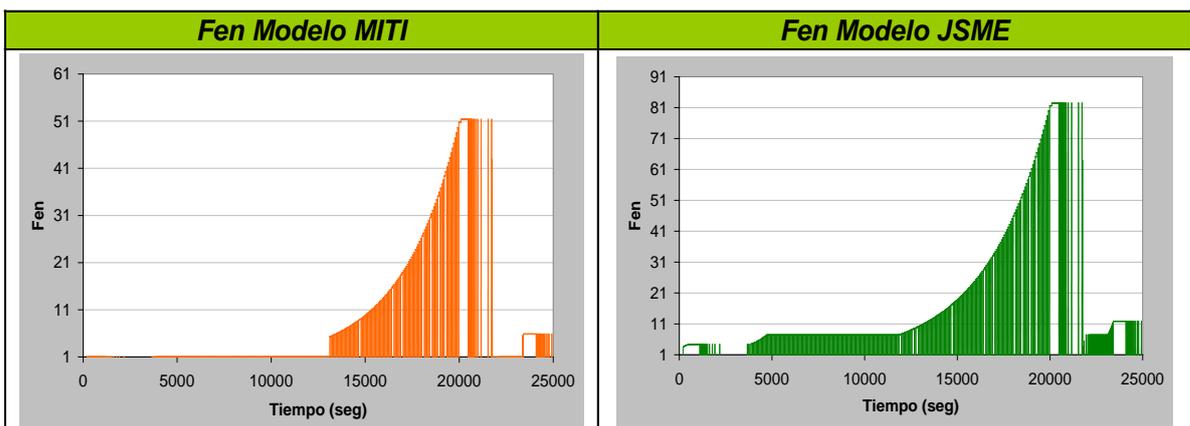
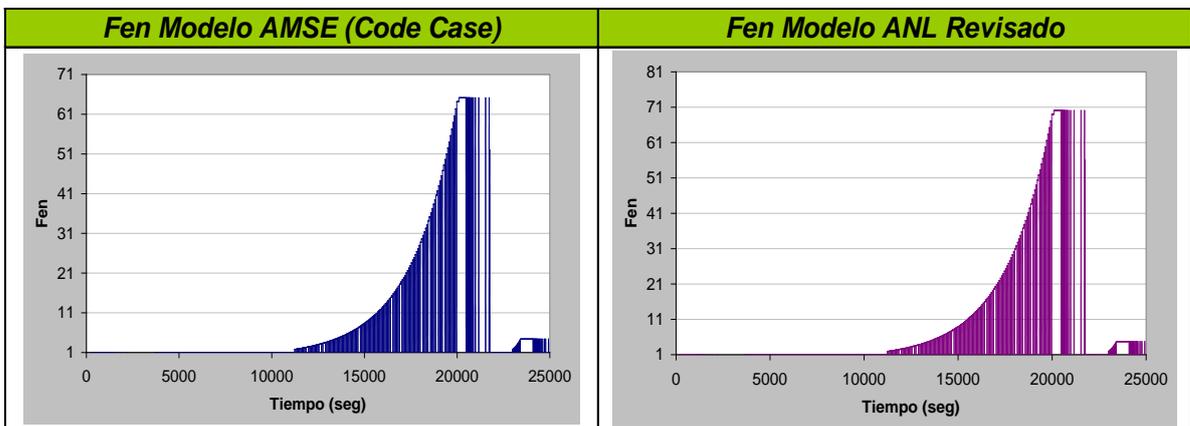
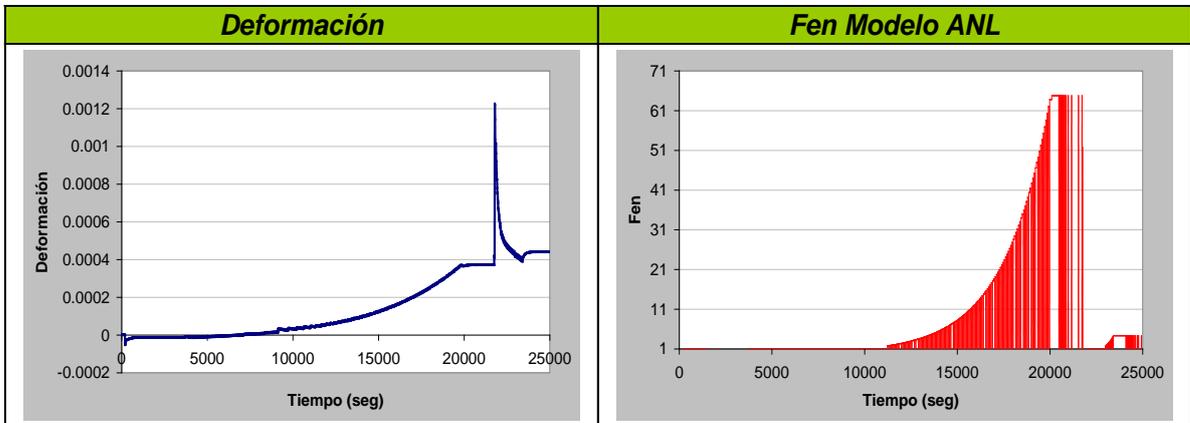
FACTOR AMBIENTAL

ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
1.481	1.485	1.550	1.680	3.382

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Transitorio de diseño: ARRANQUE (después de parada de recarga o Scram rompiendo vacío)

OD [85]	S [85]	T ^a	Duración (seg)
8 ppm	0.015	Según Figura II.1 y II.2 (Anexo II)	



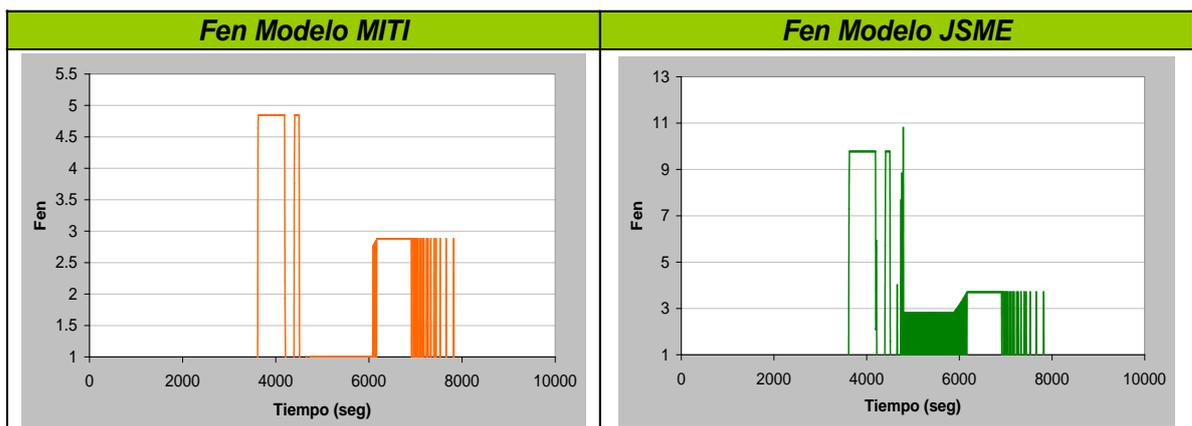
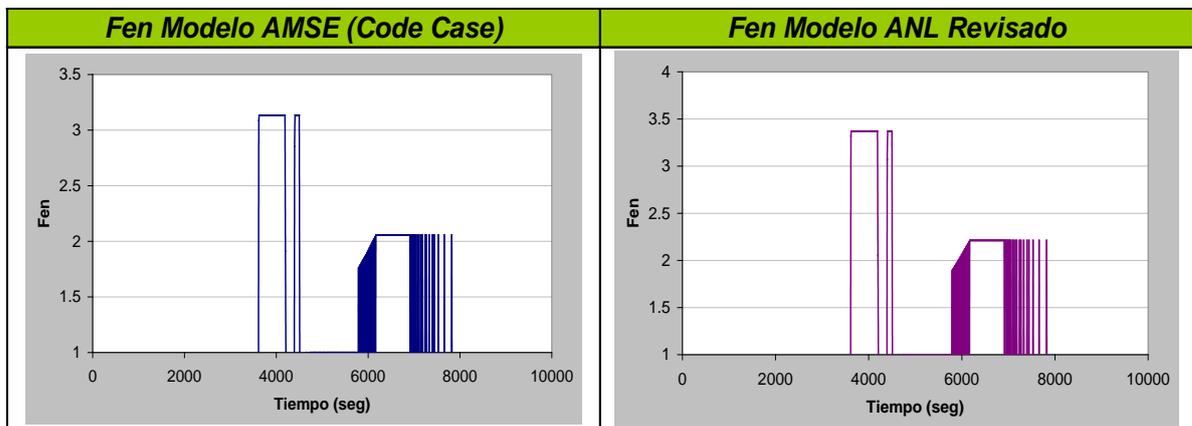
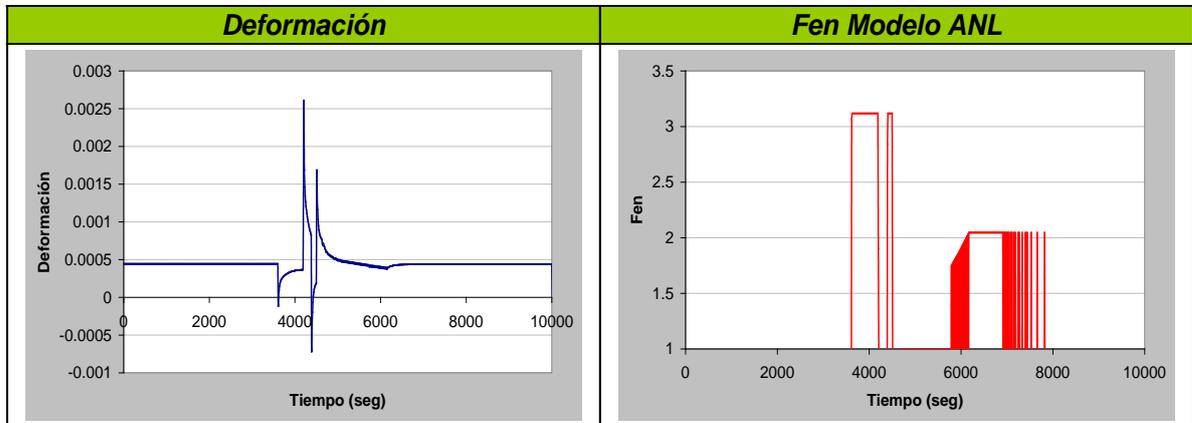
FACTOR AMBIENTAL

ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
6.712	6.742	7.205	6.072	13.599

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Transitorio de diseño: INYECCIÓN DE REFRIGERANTE

OD [85]	S [85]	T^a	Duración (seg)
60 ppb	0.015	Según Figura II.8 (Anexo II)	



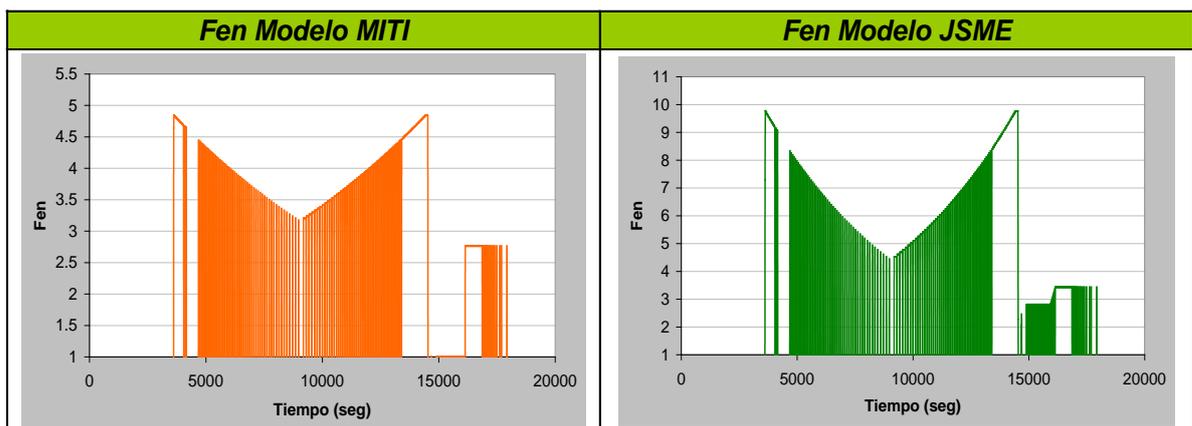
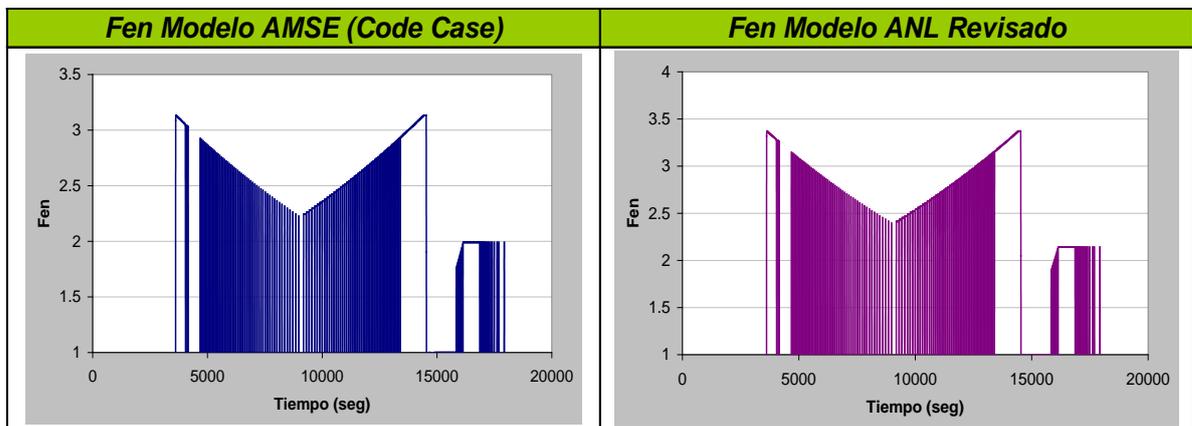
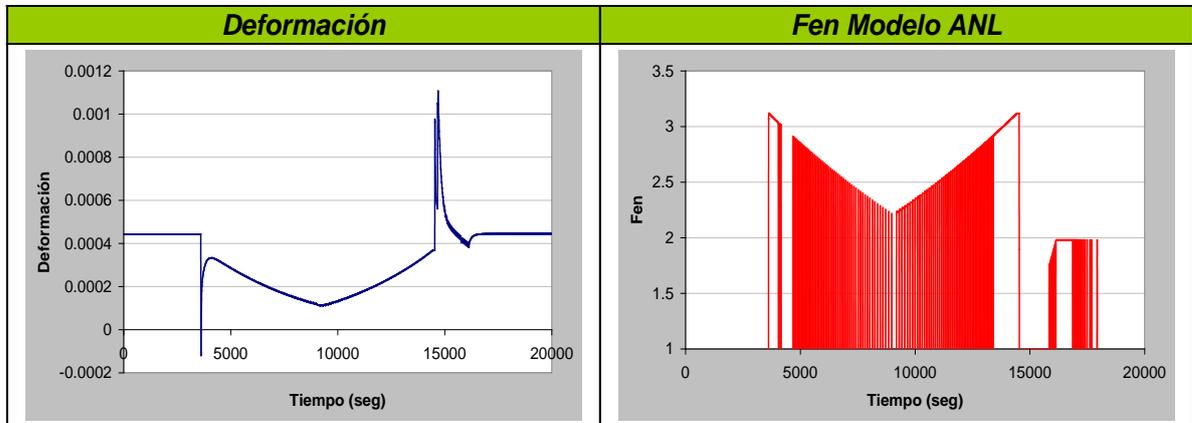
FACTOR AMBIENTAL

ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
1.690	1.696	1.785	2.025	4.286

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Transitorio de diseño: INTERRUPCIÓN DE CAUDAL DE AA

OD [85]	S [85]	T^a	Duración (seg)
60 ppb	0.015	Según Figura II.9 (Anexo II)	



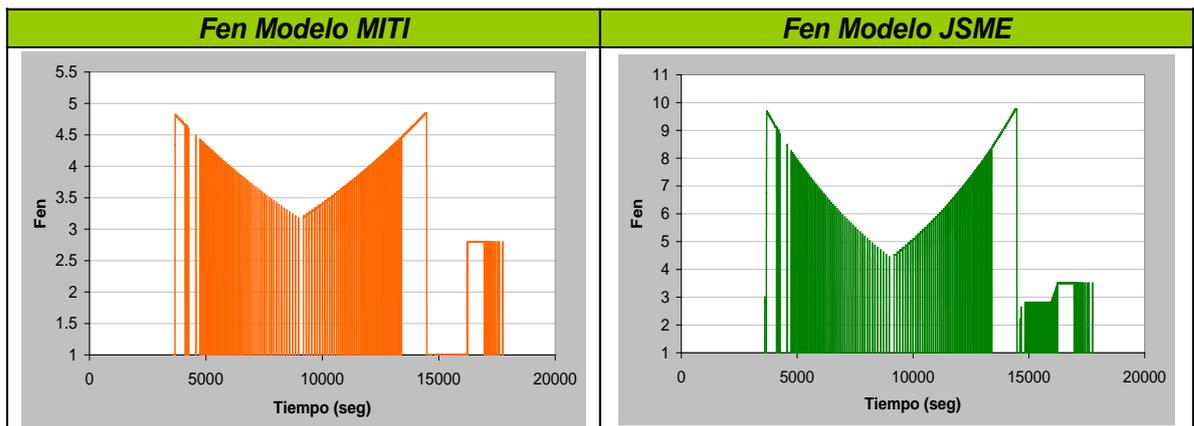
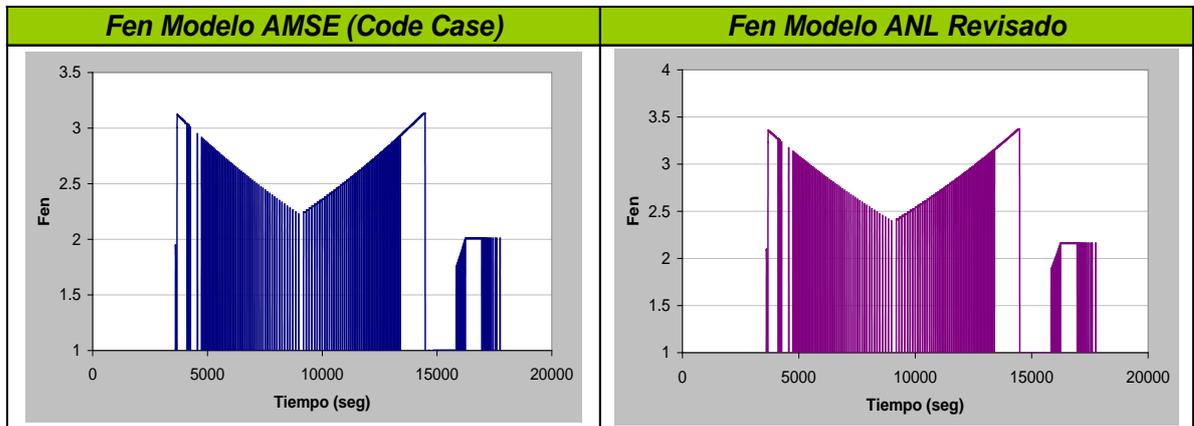
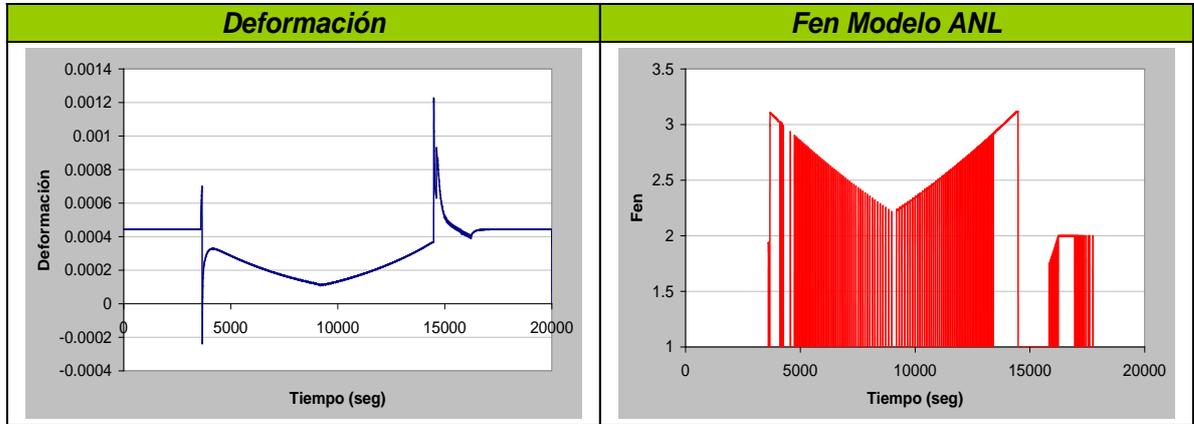
FACTOR AMBIENTAL

ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
1.838	1.845	1.955	2.056	4.188

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Transitorio de diseño: SCRAM

OD [85]	S [85]	T^a	Duración (seg)
60 ppb	0.015	Según Figura II.10 (Anexo II)	

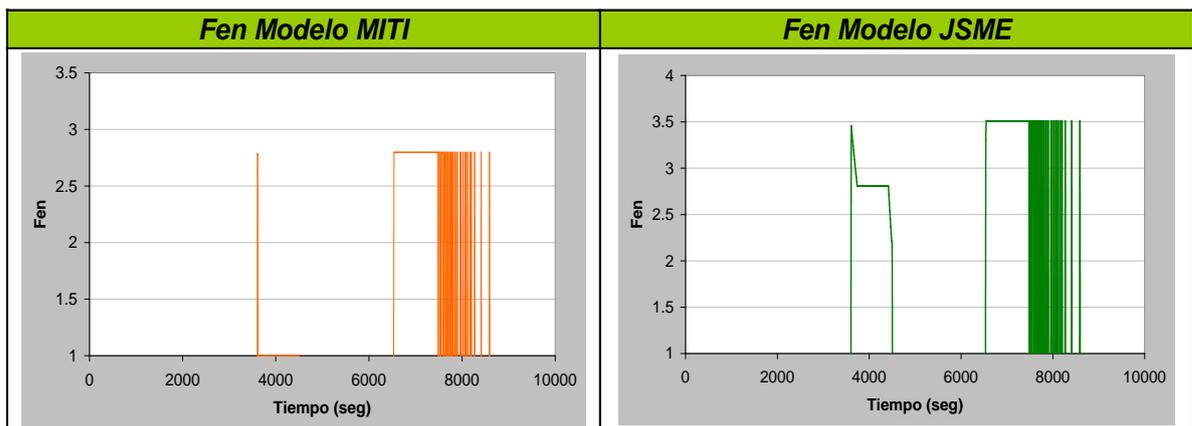
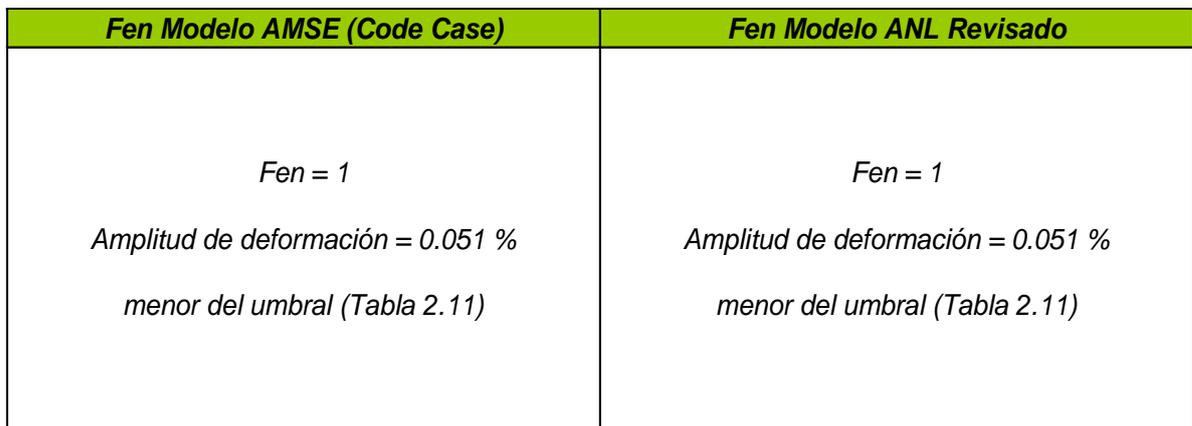
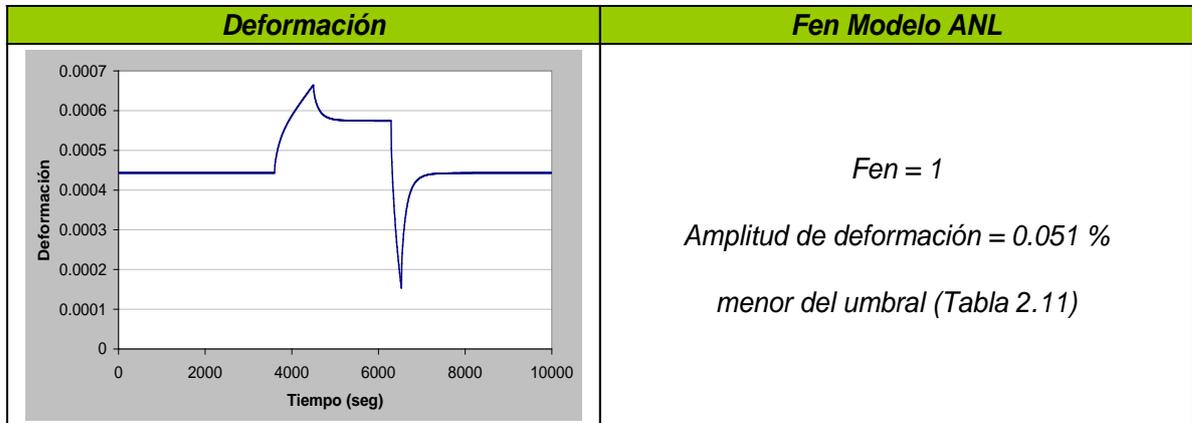


FACTOR AMBIENTAL

ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
1.713	1.719	1.808	2.062	4.101

Transitorio de diseño: DISPARO DE TURBINA

OD [85]	S [85]	T ^a	Duración (seg)
60 ppb	0.015	Según Figura II.11 (Anexo II)	

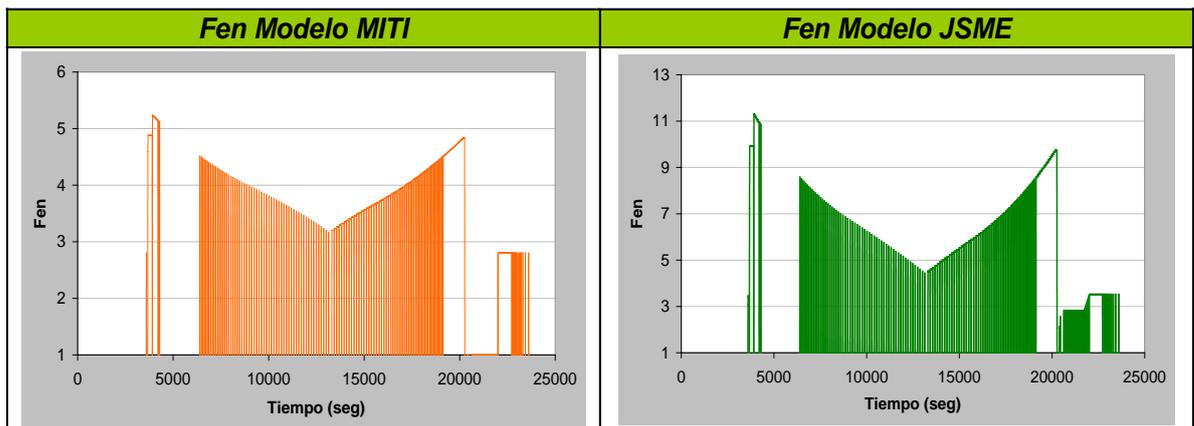
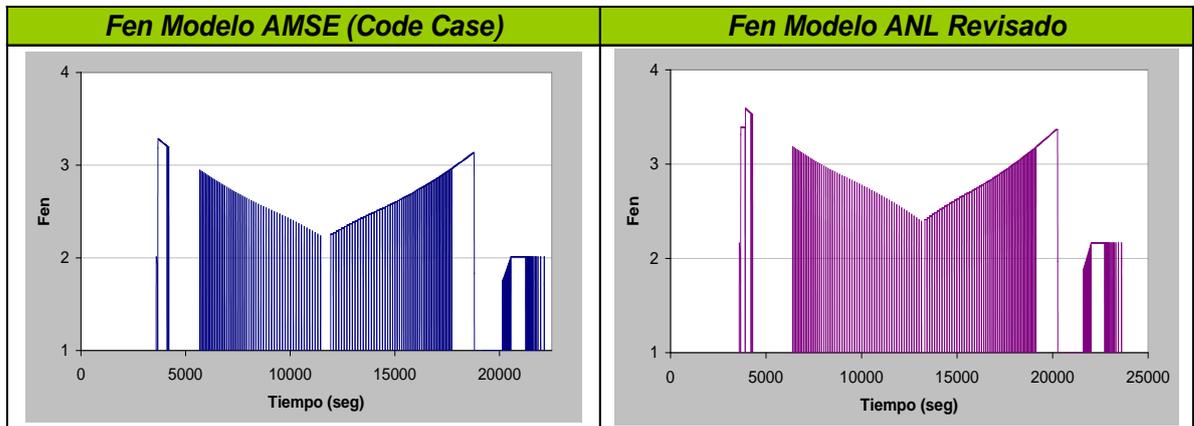
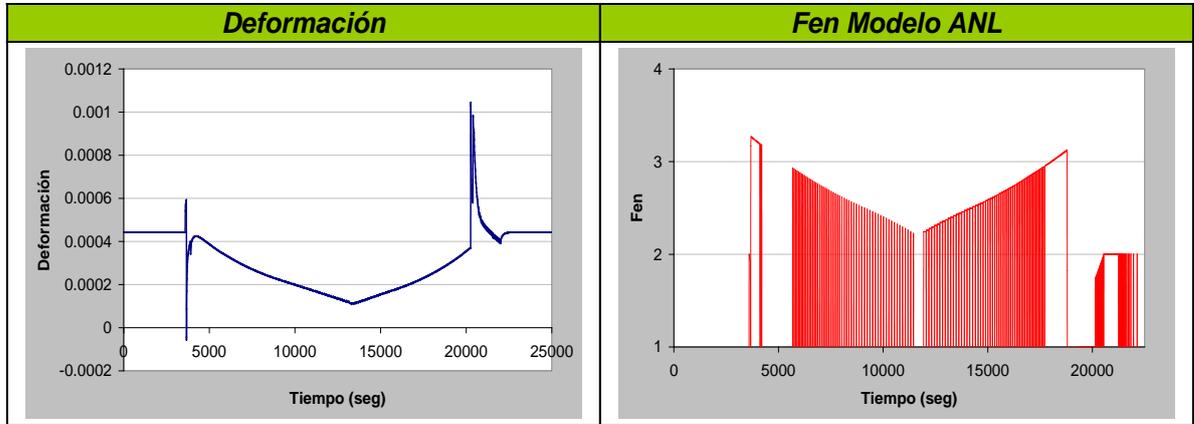


FACTOR AMBIENTAL

ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
1.00	1.00	1.00	2.083	3.240

Transitorio de diseño: SOBREPRESIÓN 1250 PSI

OD [85]	S [85]	T^a	Duración (seg)
60 ppb	0.015	Según Figura II.12 (Anexo II)	



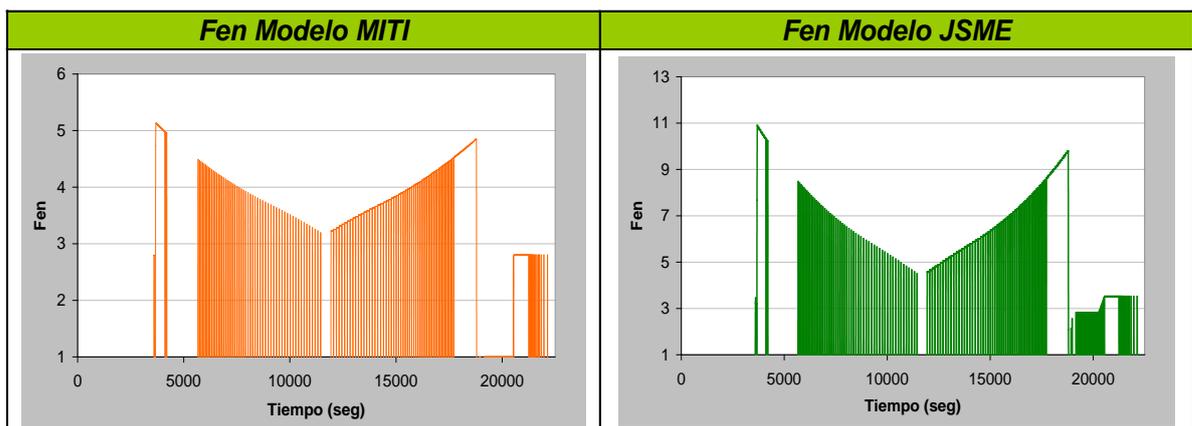
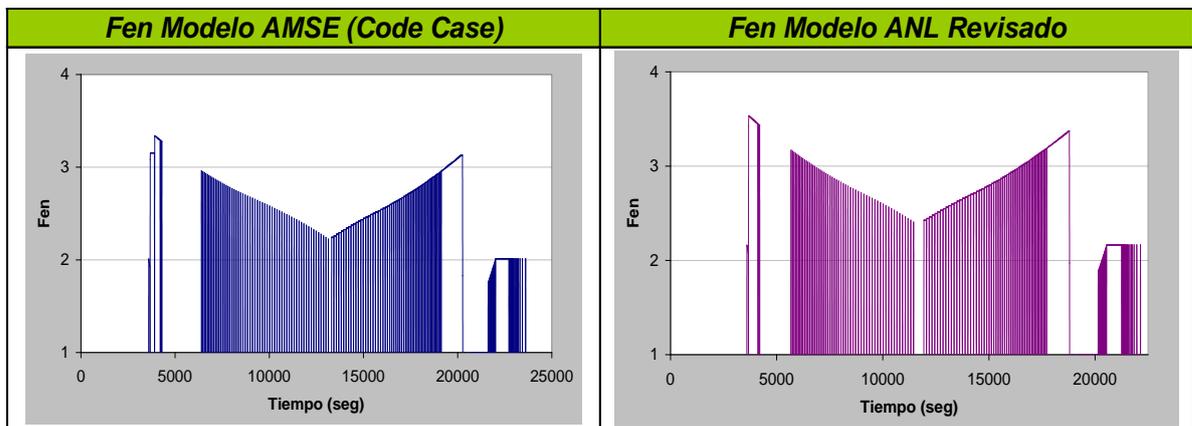
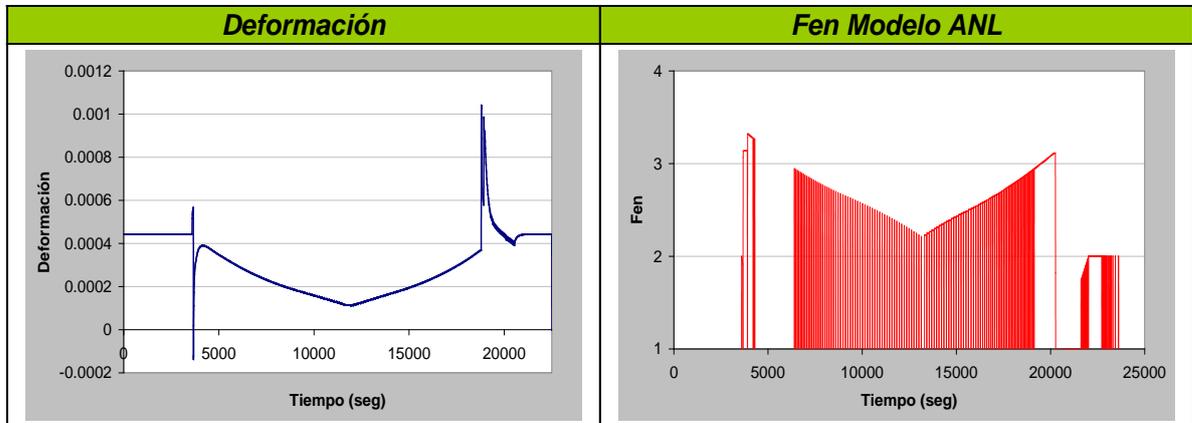
FACTOR AMBIENTAL

ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
1.928	1.936	2.059	2.209	4.314

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Transitorio de diseño: SOBREPRESIÓN 1375 PSI

OD [85]	S [85]	T^a	Duración (seg)
60 ppb	0.015	Según Figura II.13 (Anexo II)	



FACTOR AMBIENTAL

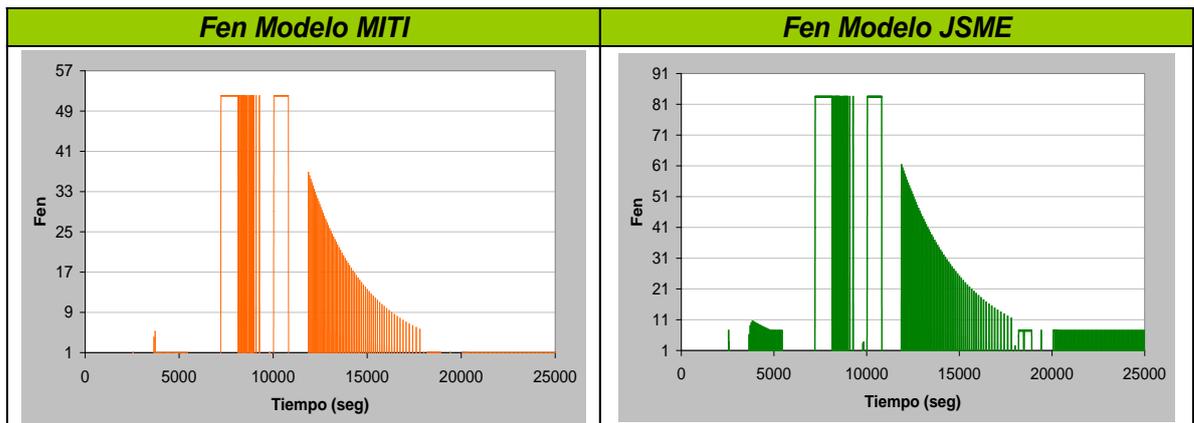
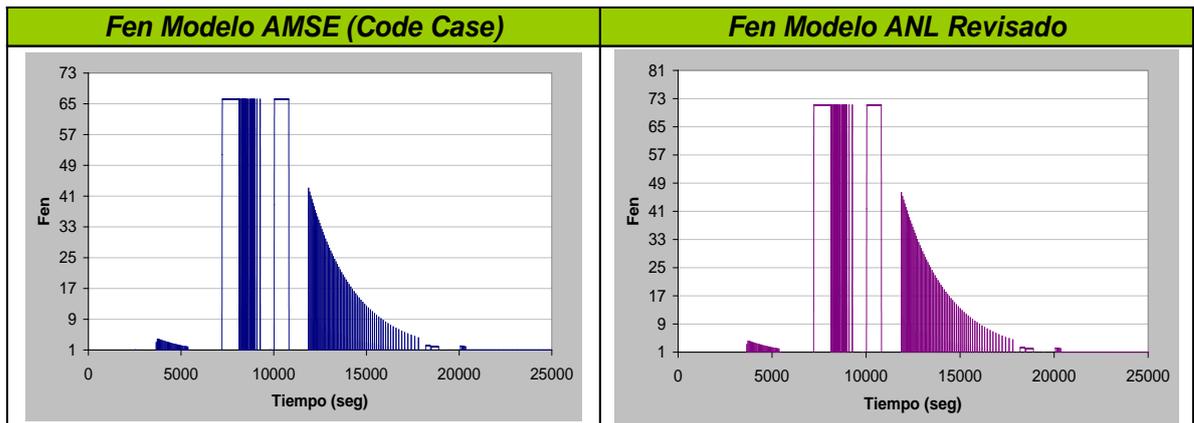
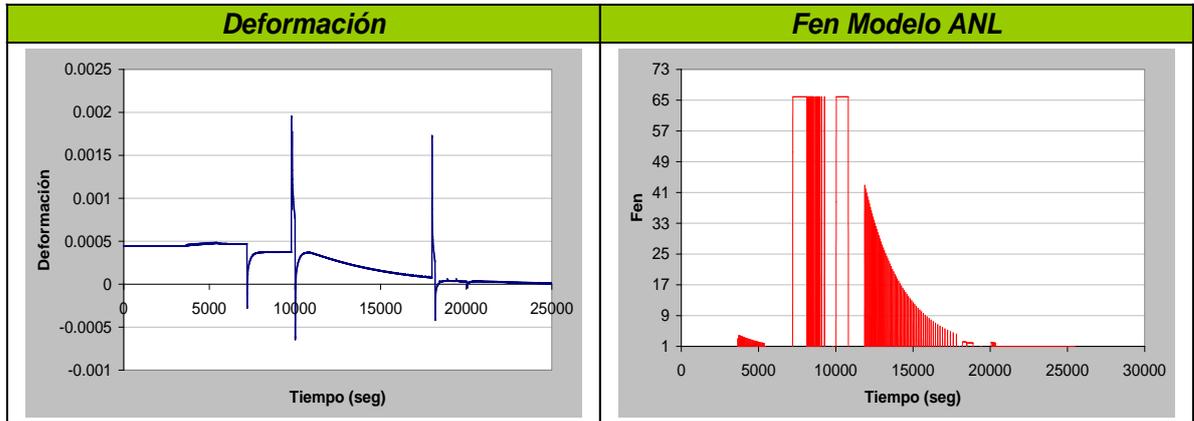
ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
1.936	1.944	2.067	2.214	4.390

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Transitorio de diseño: PARADA

OD [85]	S [85]	T^a	Duración (seg)
**	0.015	Según Figura II.14 a II.17 (Anexo II)	

** OD inversamente proporcional al caudal en AA (según Figura II.14 a II.17 (Anexo II)), siendo OD=60 ppb cuando el Caudal es del 100% y OD=8 ppm (saturado) cuando el caudal es del 0%.



FACTOR AMBIENTAL

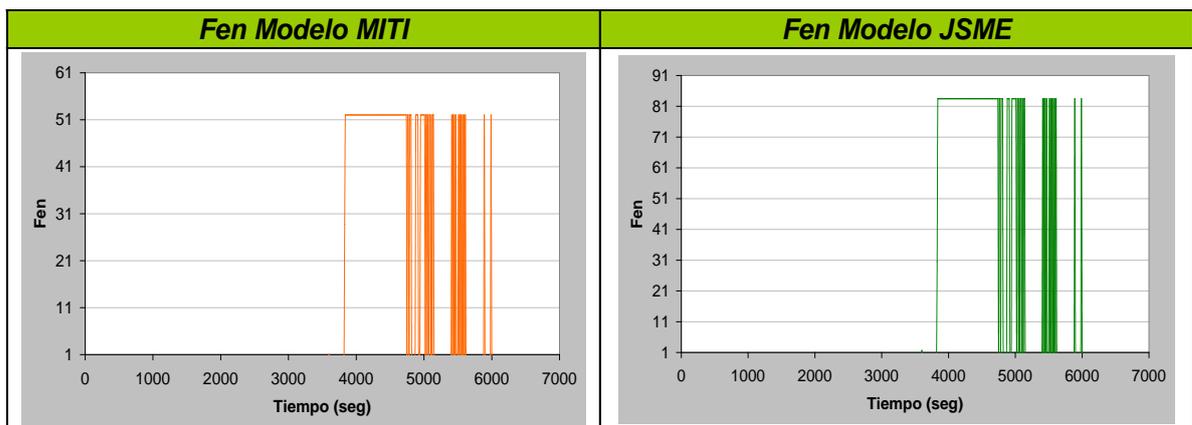
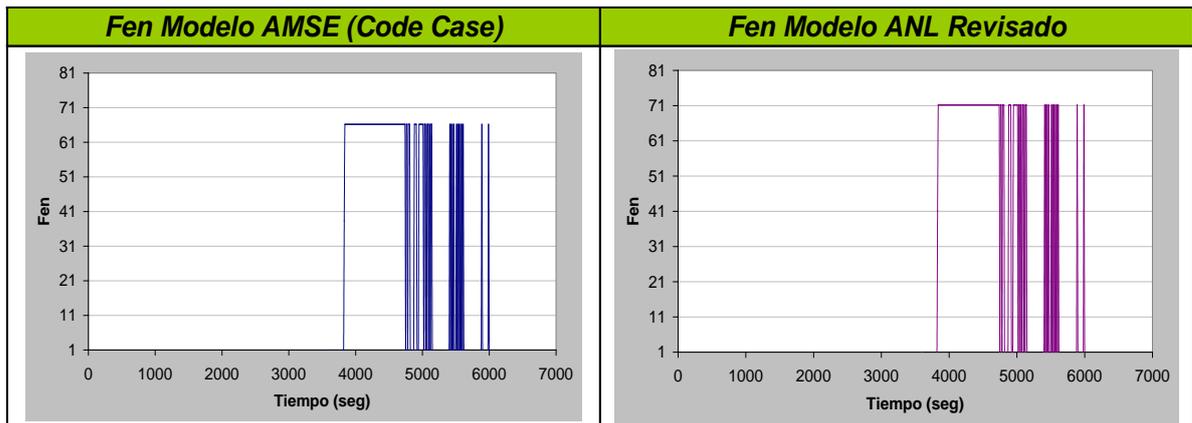
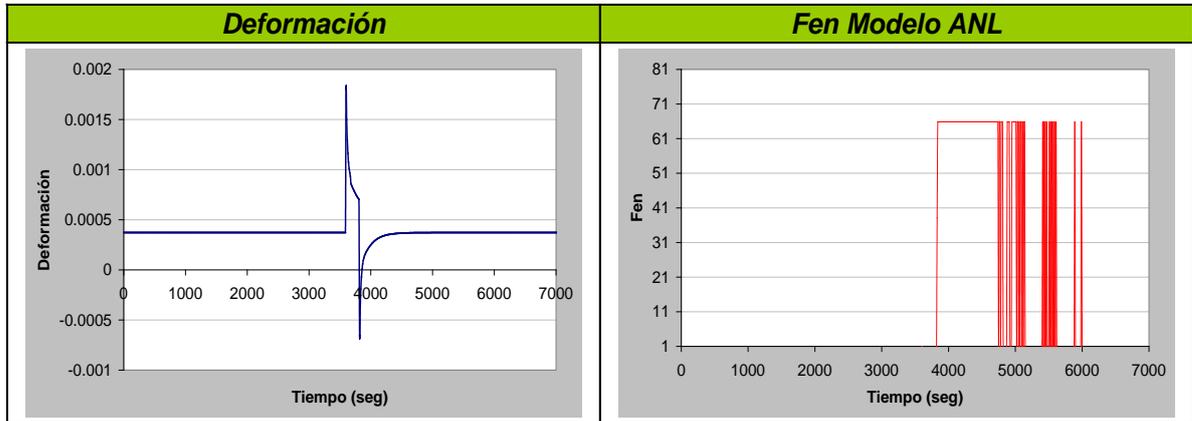
ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
14.509	14.578	15.634	11.516	19.207

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Transitorio de diseño: HOT STAND BY

OD [85]	S [85]	T ^a	Duración (seg)
**	0.015	Según Figura II.15 (Anexo II)	

** OD inversamente proporcional al caudal en AA (según Figura II.14 a II.17 (Anexo II)), siendo OD=60 ppb cuando el Caudal es del 100% y OD=8 ppm (saturado) cuando el caudal es del 0%.



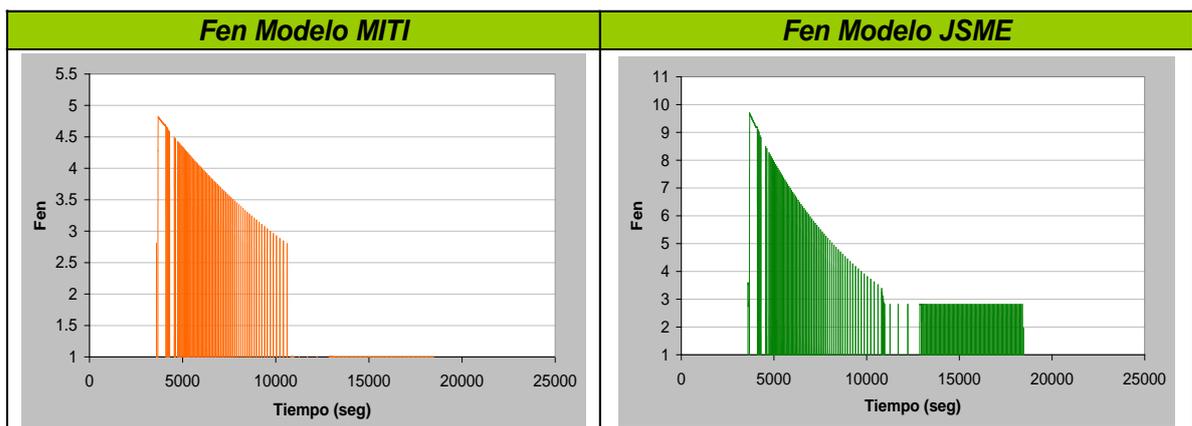
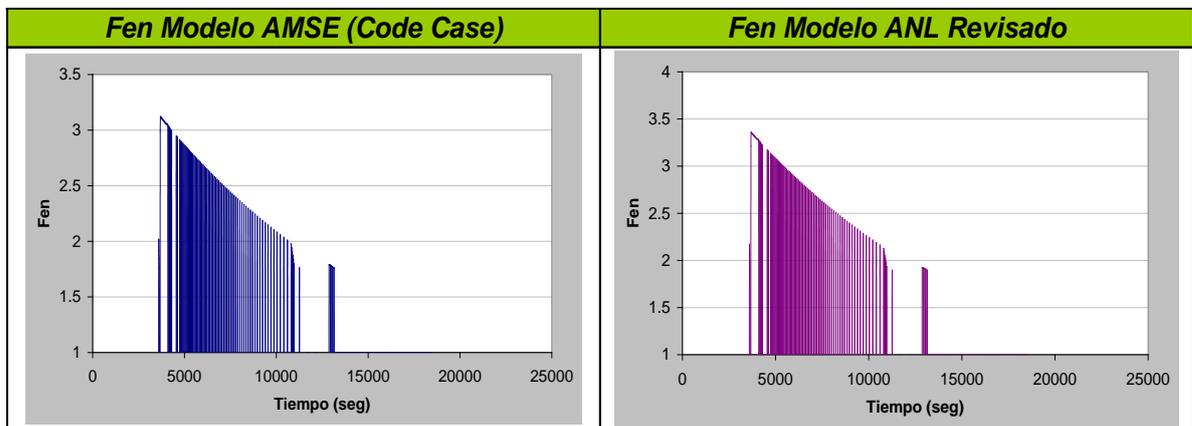
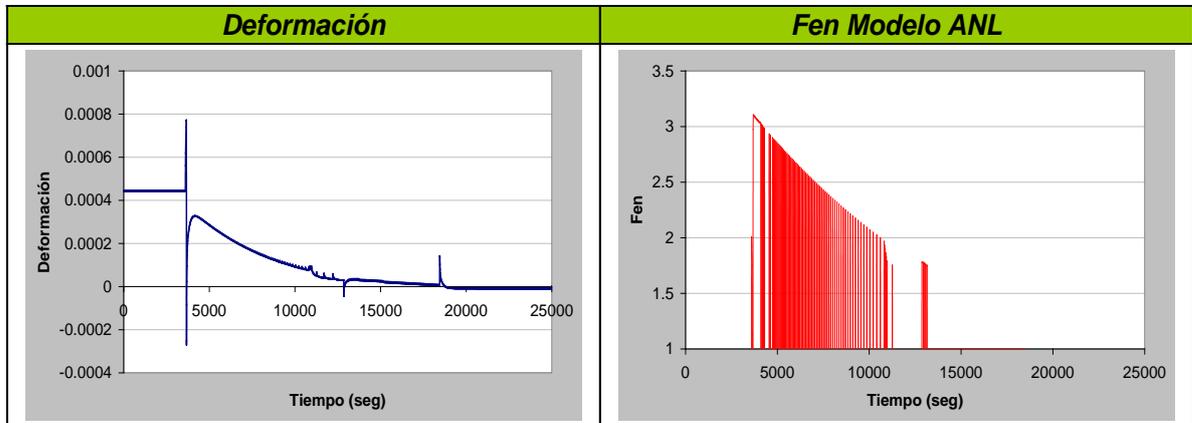
FACTOR AMBIENTAL

ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
24.936	25.058	26.912	19.666	29.781

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Transitorio de diseño: BLOWDOWN

OD [85]	S [85]	T ^a	Duración (seg)
60 ppb	0.015	Según Figura II.18 (Anexo II)	



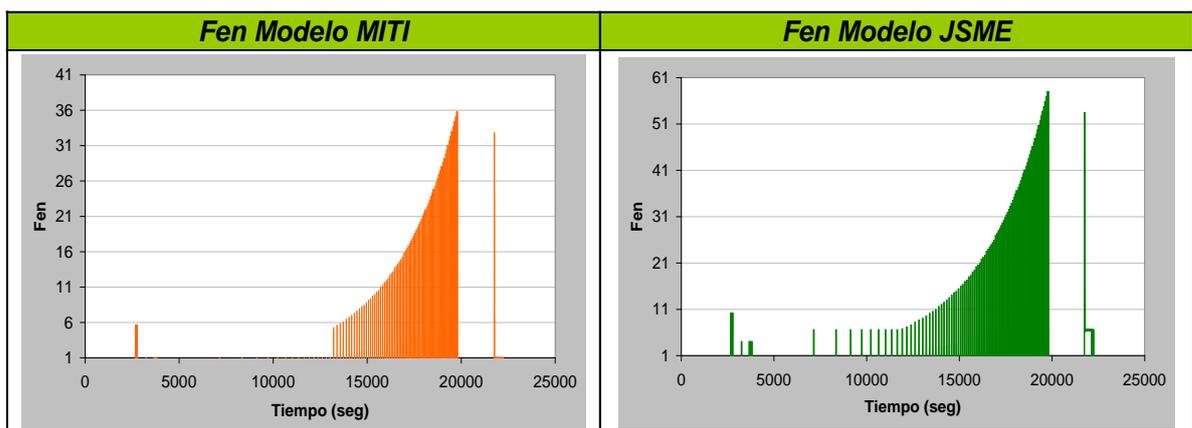
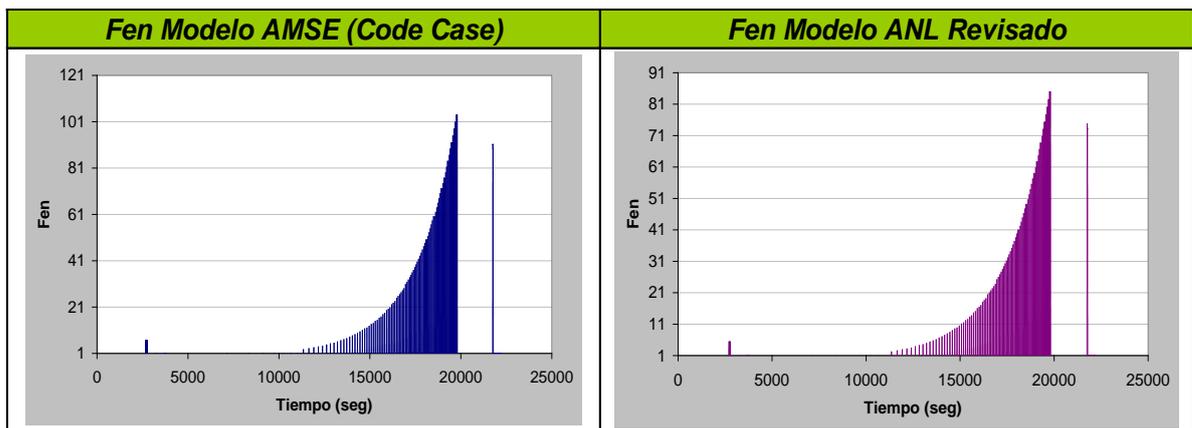
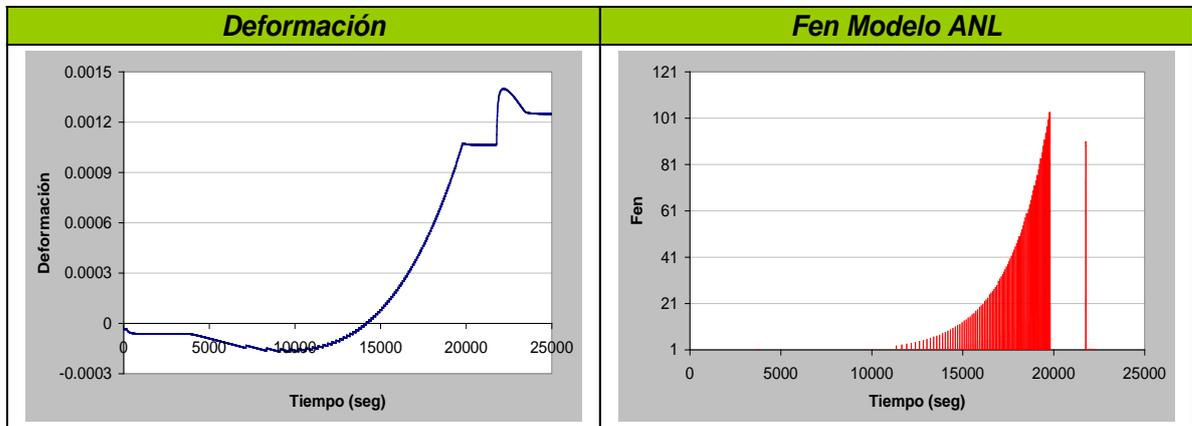
FACTOR AMBIENTAL

ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
1.995	1.998	2.123	2.424	4.897

8.1.5.2. LOCALIZACIÓN DEL BLEND RADIUS (MATERIAL BASE)

Transitorio de diseño: ARRANQUE (después de Scram sin romper vacío)

OD [85]	S [85]	T^a	Duración (seg)
300 ppb	0.020	Según Figura II.1 y II.2 (Anexo II)	



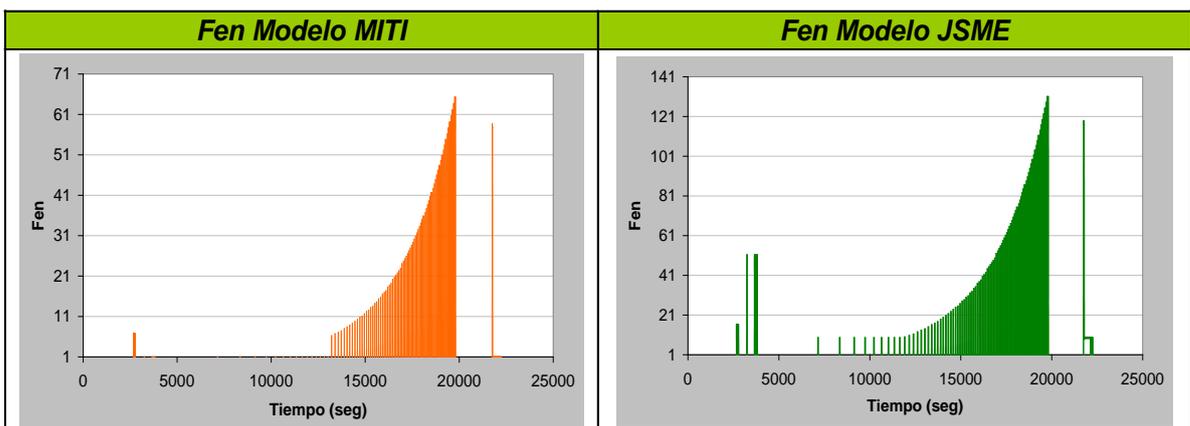
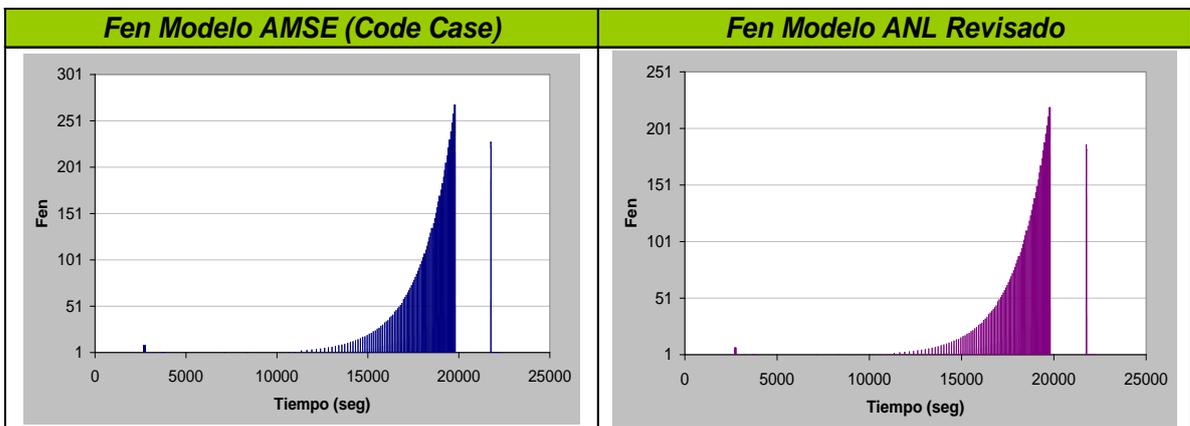
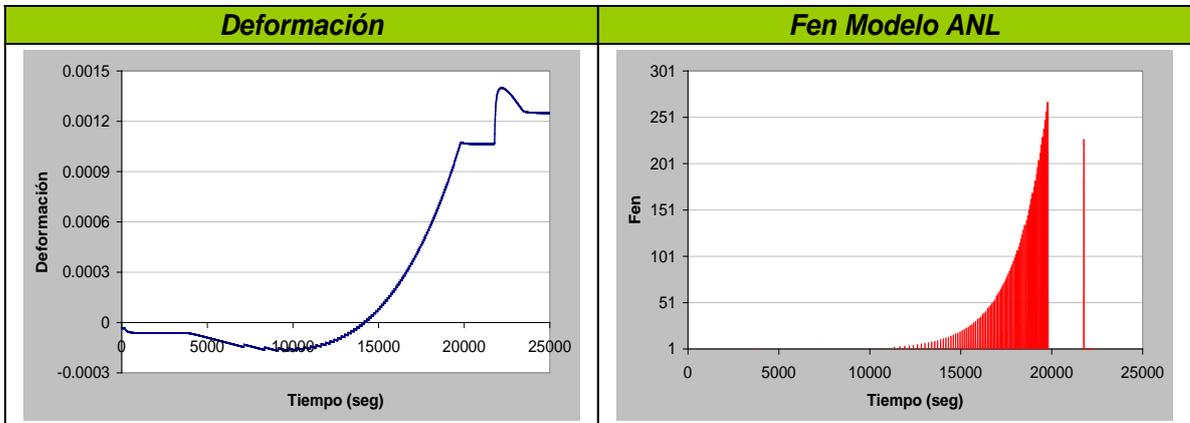
FACTOR AMBIENTAL

ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
31.688	31.846	26.089	13.844	24.598

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Transitorio de diseño: ARRANQUE (después de parada de recarga o de Scram rompiendo vacío)

OD [85]	S [85]	T ^a	Duración (seg)
8 ppm	0.020	Según Figura II.1 y II.2 (Anexo II)	



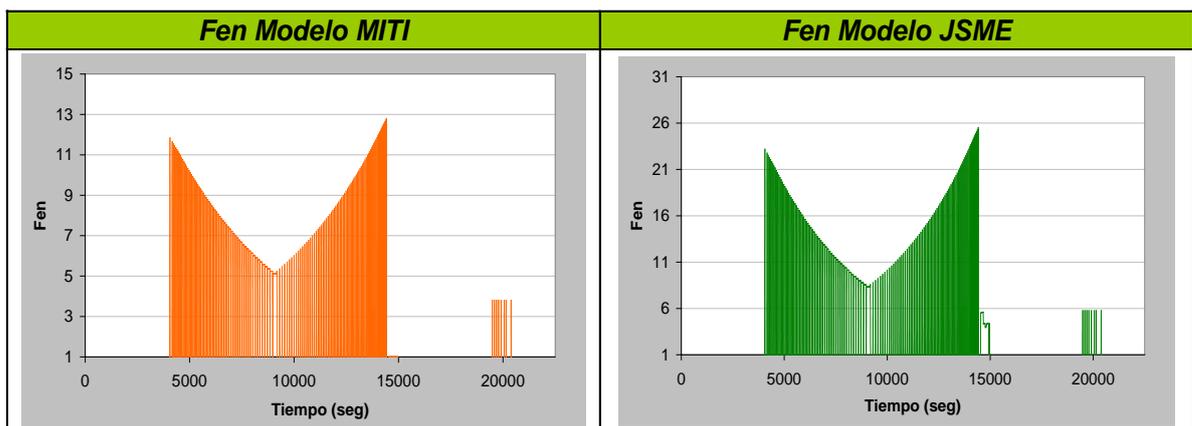
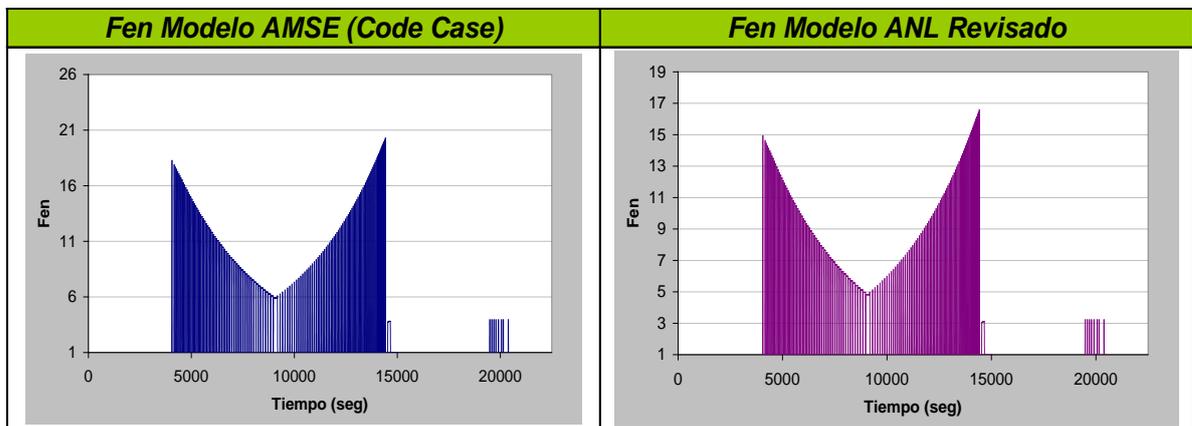
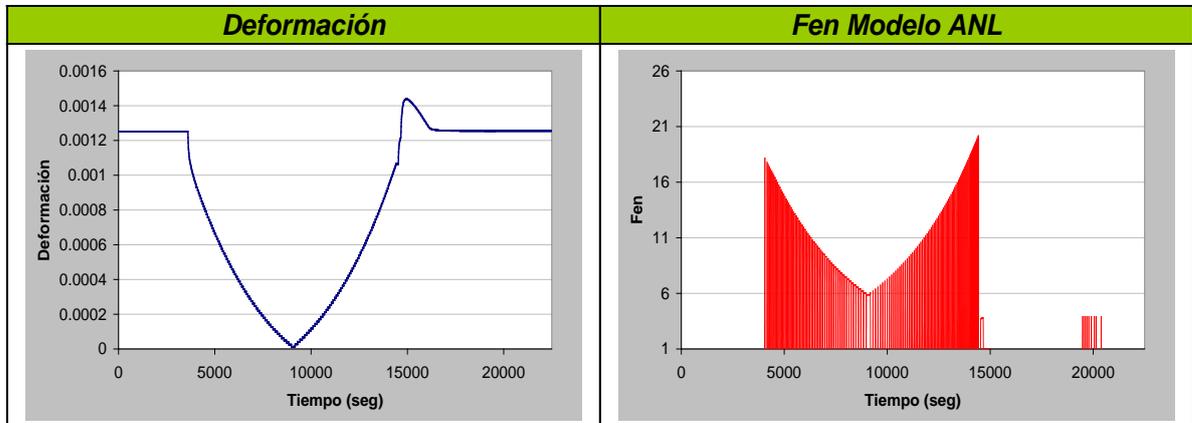
FACTOR AMBIENTAL

ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
69.907	70.256	57.506	22.492	49.399

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Transitorio de diseño: INTERRUPCIÓN DE CAUDAL DE AA

OD [85]	S [85]	T^a	Duración (seg)
120 ppb	0.020	Según Figura II.9 (Anexo II)	



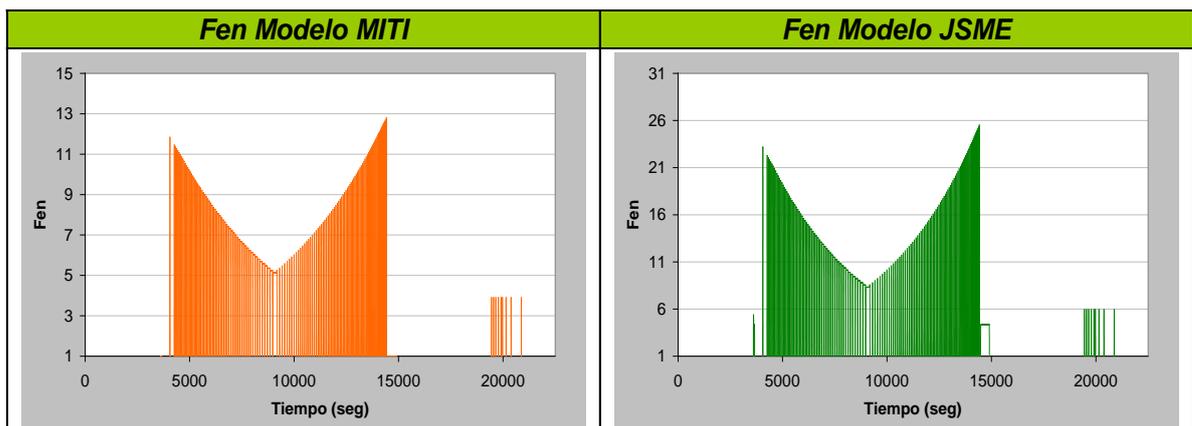
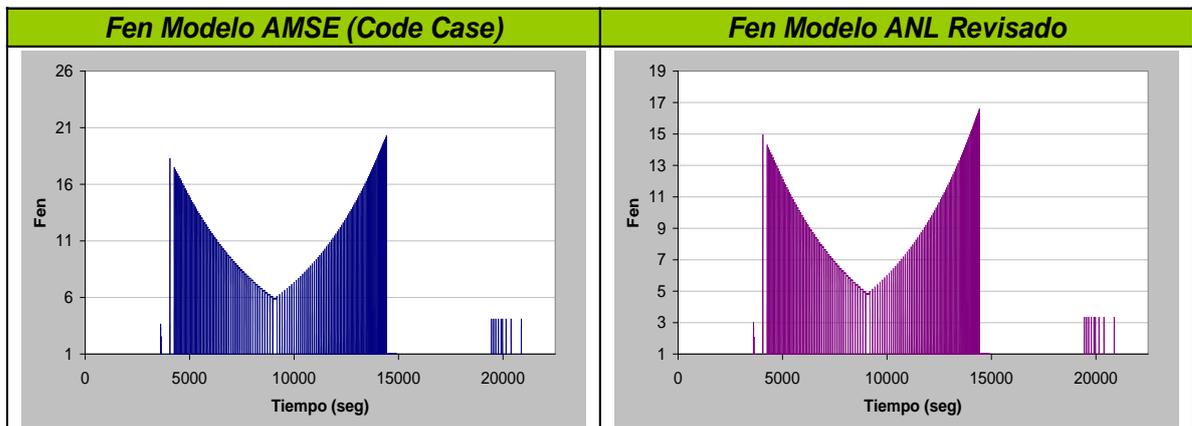
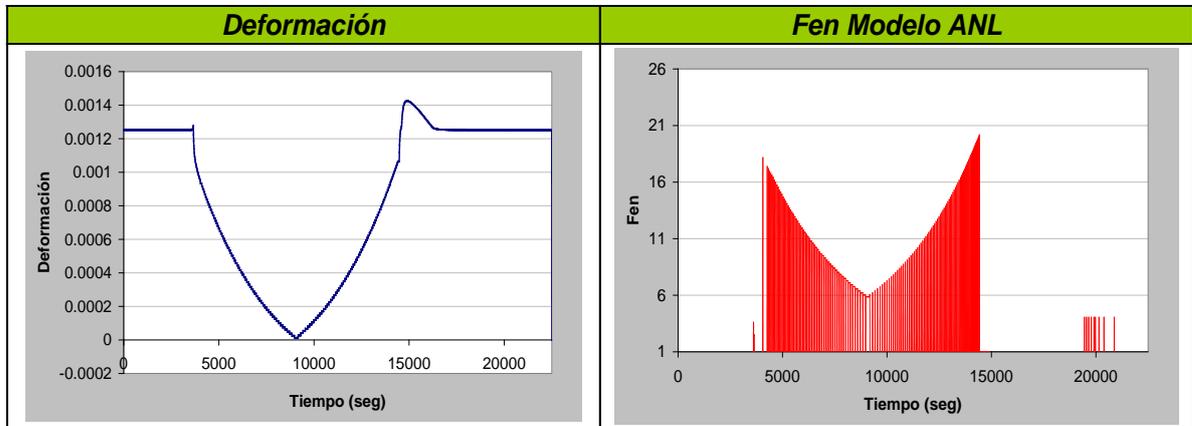
FACTOR AMBIENTAL

ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
10.270	10.321	8.466	7.153	13.959

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Transitorio de diseño: SCRAM

OD [85]	S [85]	T^a	Duración (seg)
120 ppb	0.020	Según Figura II.10 (Anexo II)	



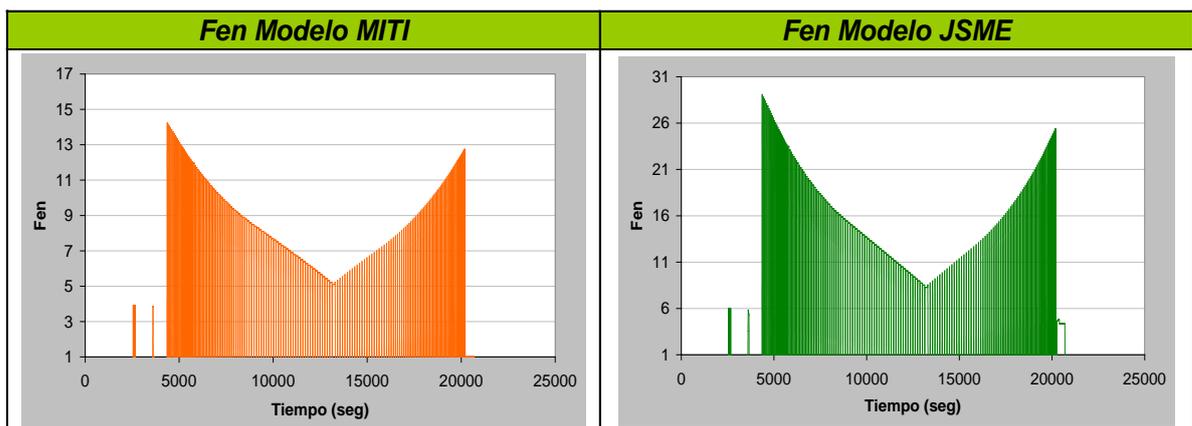
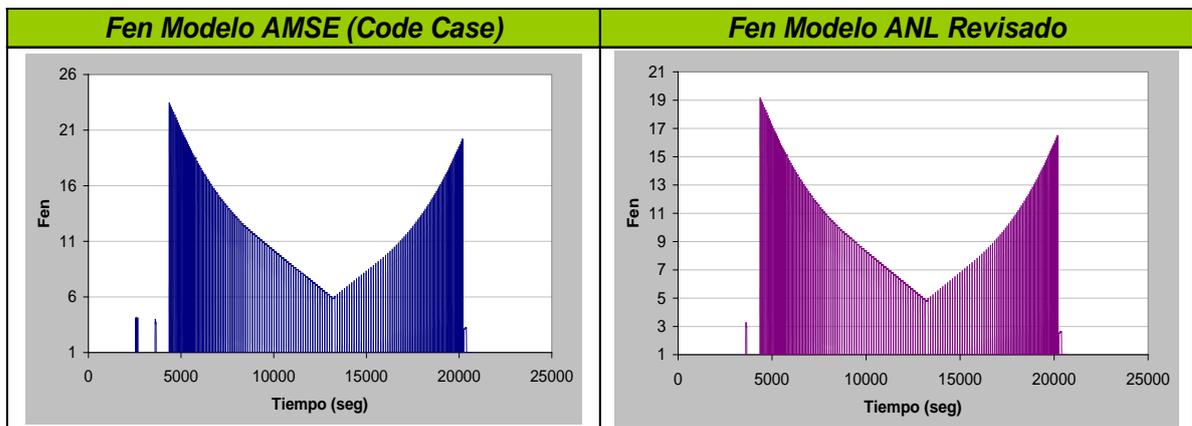
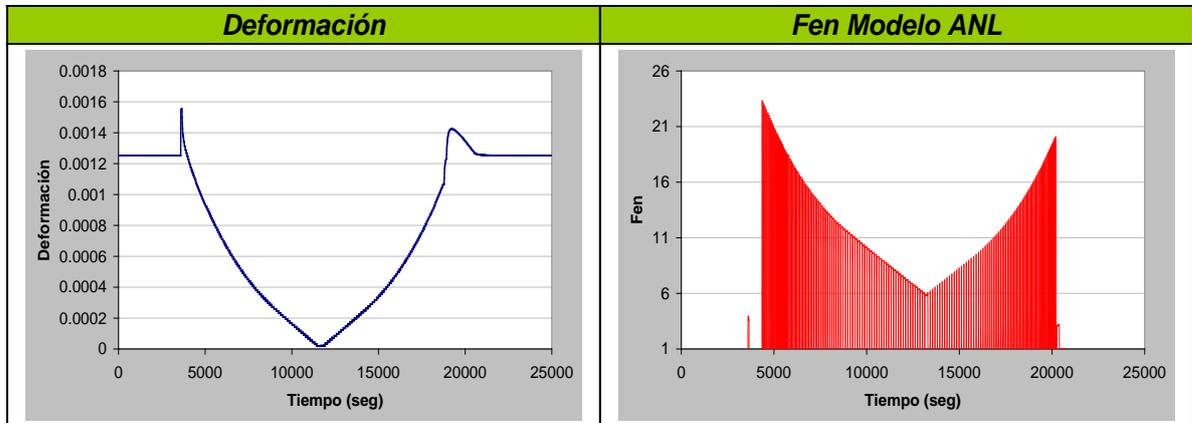
FACTOR AMBIENTAL

ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
9.963	10.011	8.230	7.106	13.778

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Transitorio de diseño: SOBREPRESION 1250 PSI

OD [85]	S [85]	T^a	Duración (seg)
120 ppb	0.020	Según Figura II.13 (Anexo II)	



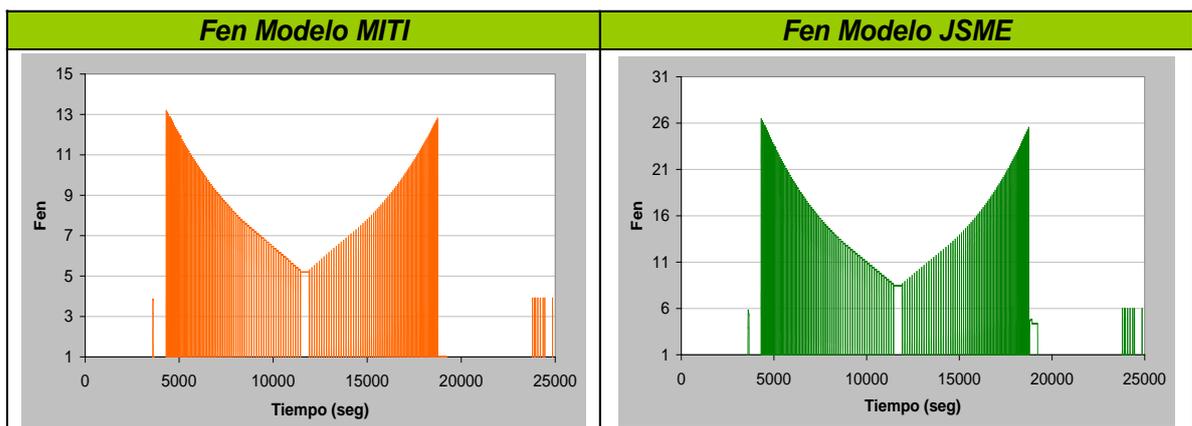
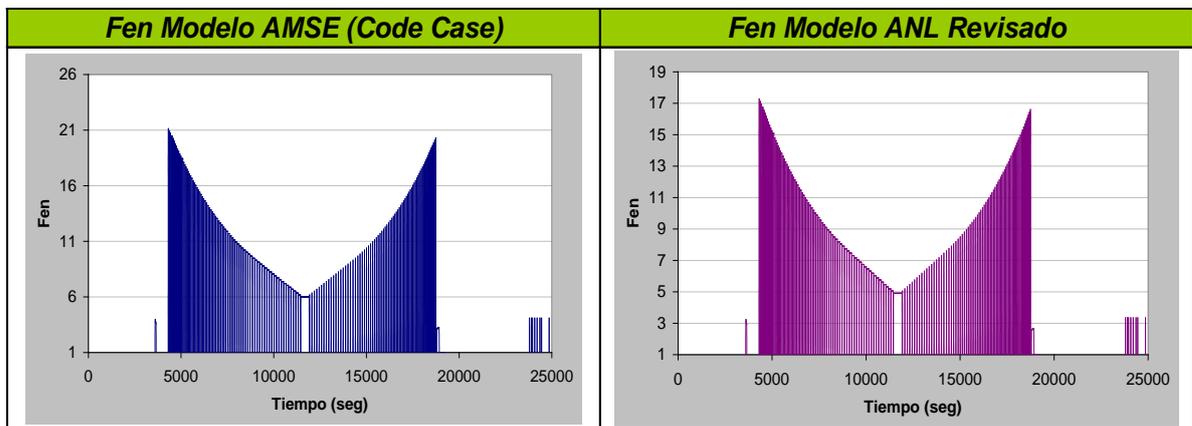
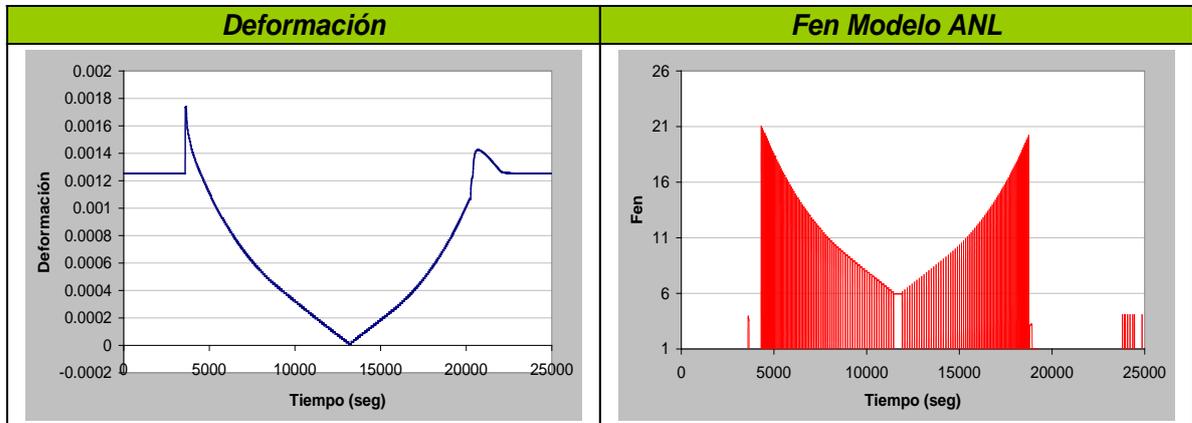
FACTOR AMBIENTAL

ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
8.867	8.911	7.305	6.259	11.691

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Transitorio de diseño: SOBREPRESION 1375 PSI

OD [85]	S [85]	T^a	Duración (seg)
120 ppb	0.020	Según Figura II.13 (Anexo II)	



FACTOR AMBIENTAL

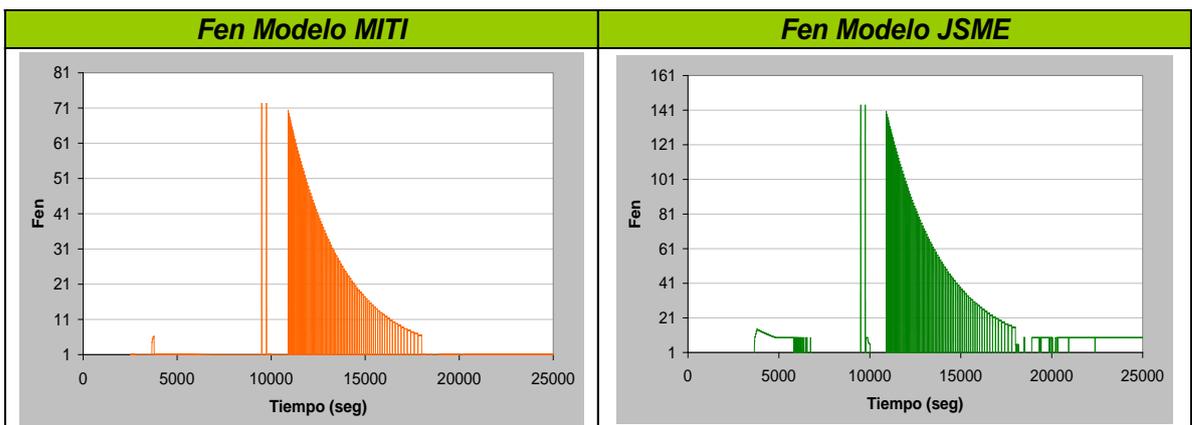
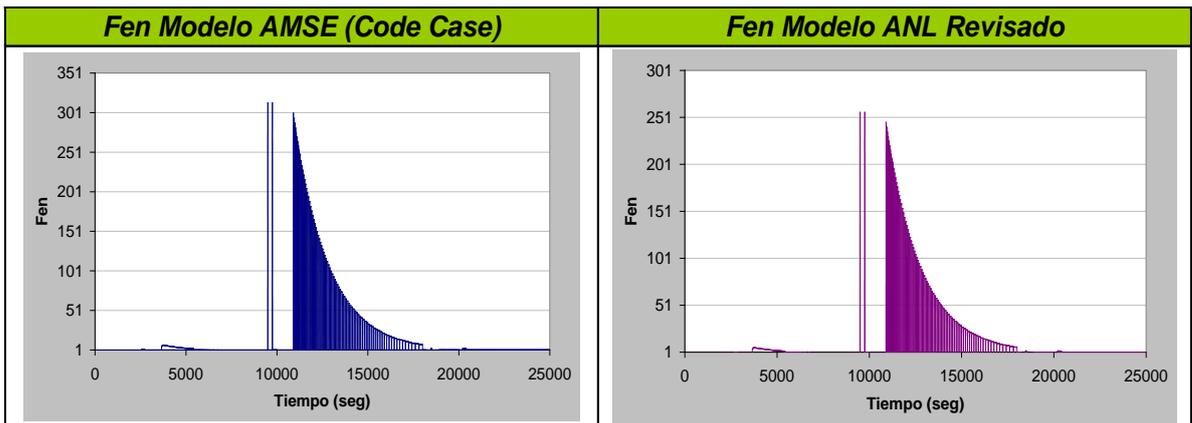
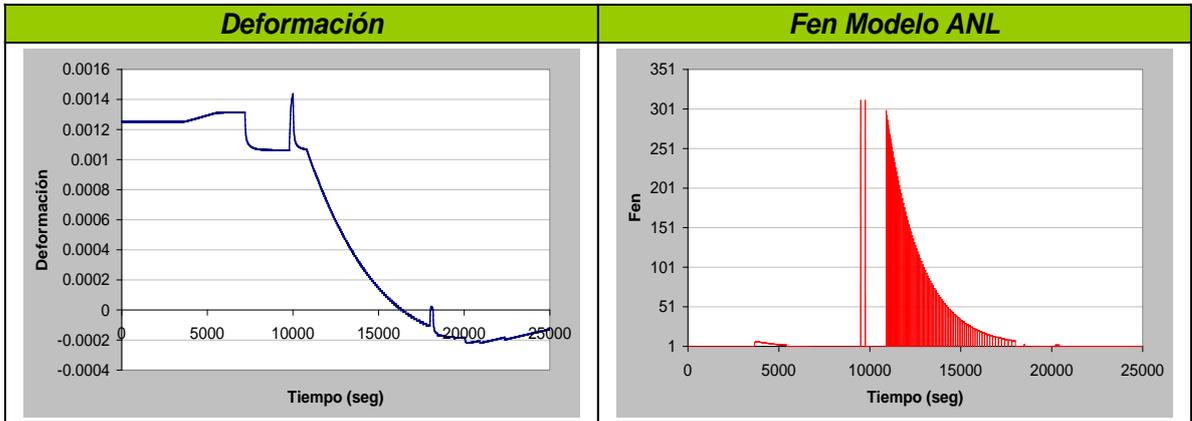
ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
9.358	9.405	7.710	6.606	12.491

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Transitorio de diseño: PARADA

OD [85]	S [85]	T^a	Duración (seg)
**	0.020	Según Figura II.14 a II.17 (Anexo II)	

** OD inversamente proporcional al caudal en AA (según Figura II.14 a II.17 (Anexo II)), siendo OD=60 ppb cuando el Caudal es del 100% y OD=8 ppm (saturado) cuando el caudal es del 0%.



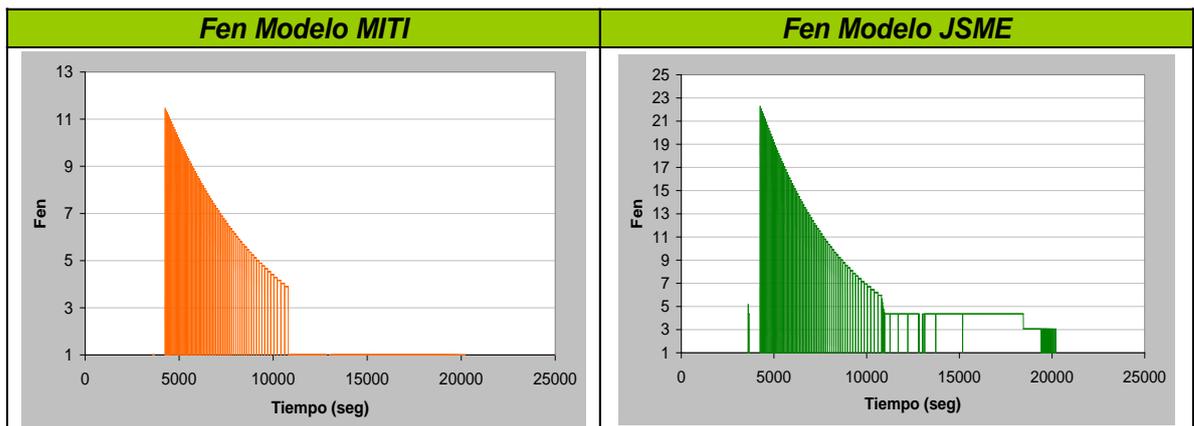
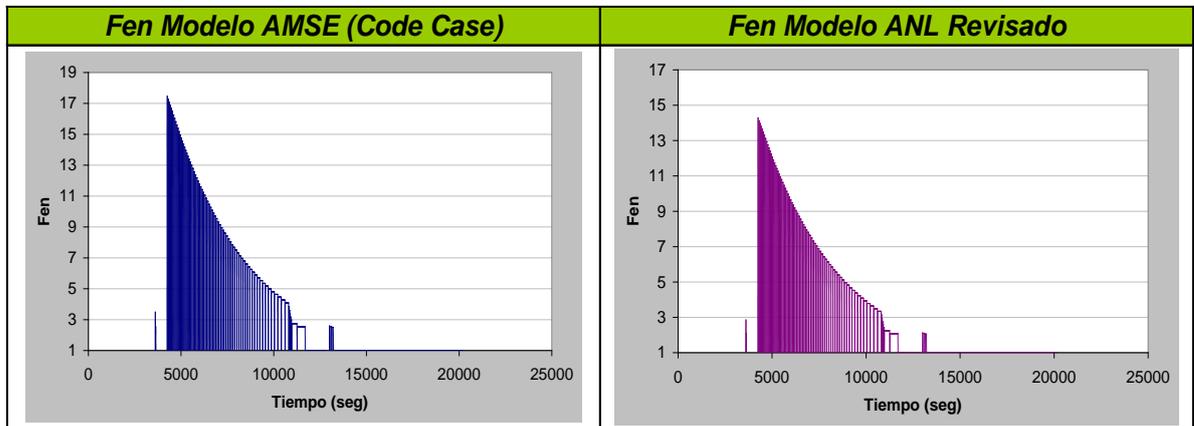
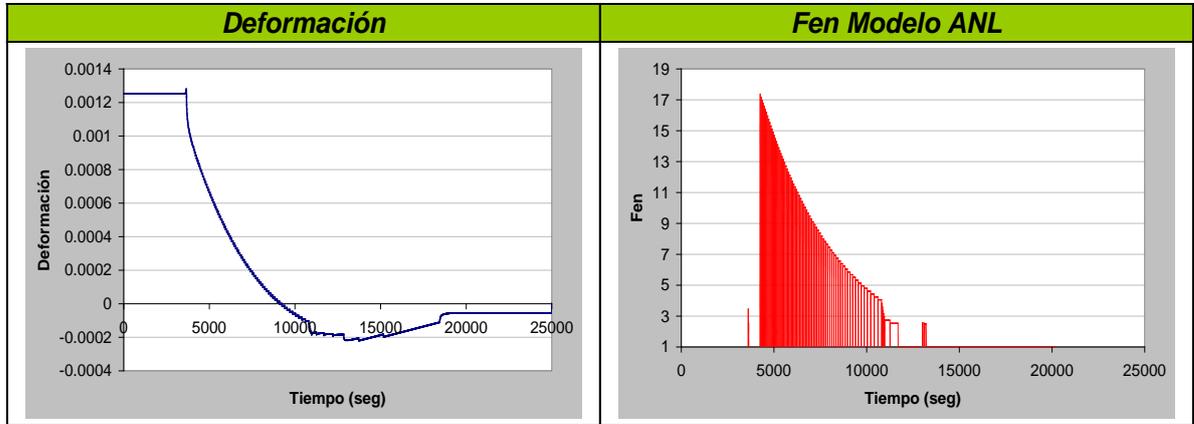
FACTOR AMBIENTAL

ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
11.249	11.302	9.387	4.458	14.627

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Transitorio de diseño: BLOWDOWN

OD [85]	S [85]	T^a	Duración (seg)
120 ppb	0.020	Según Figura II.18 (Anexo II)	



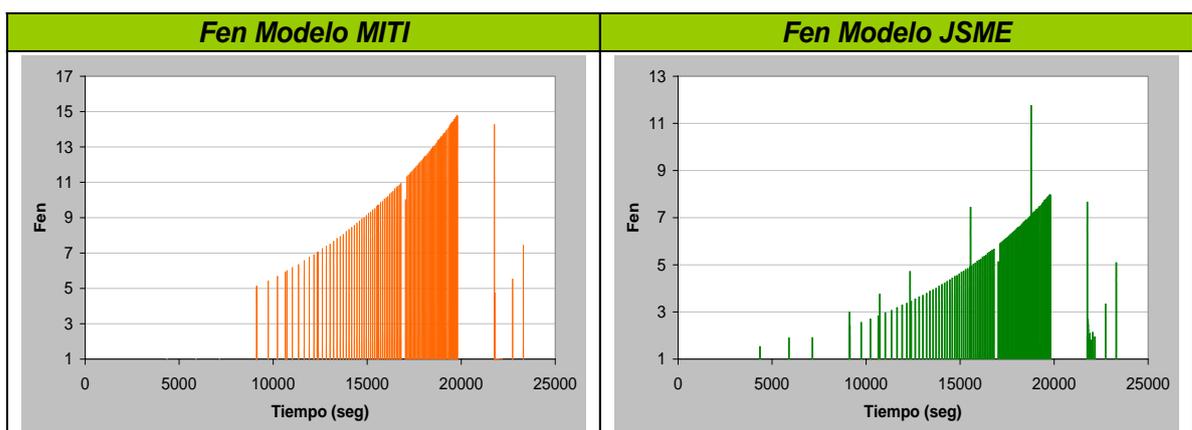
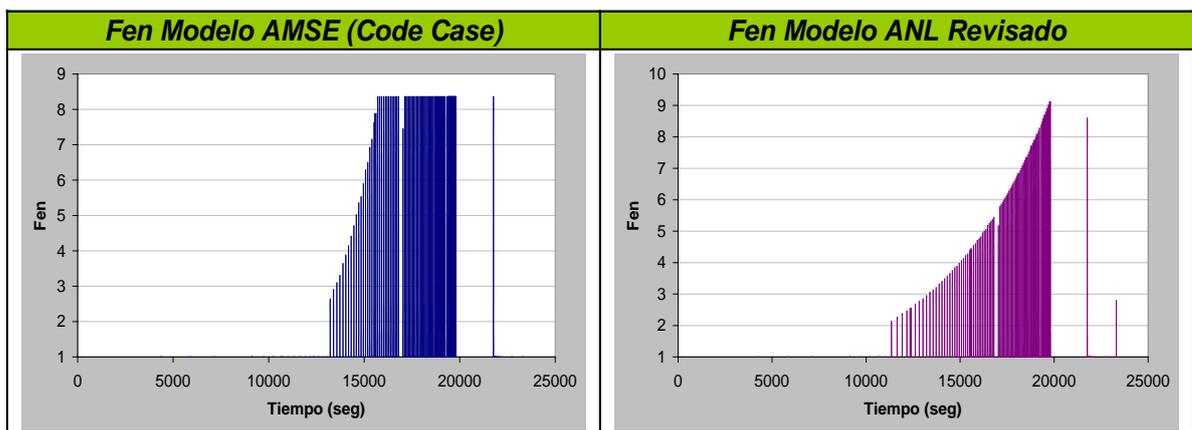
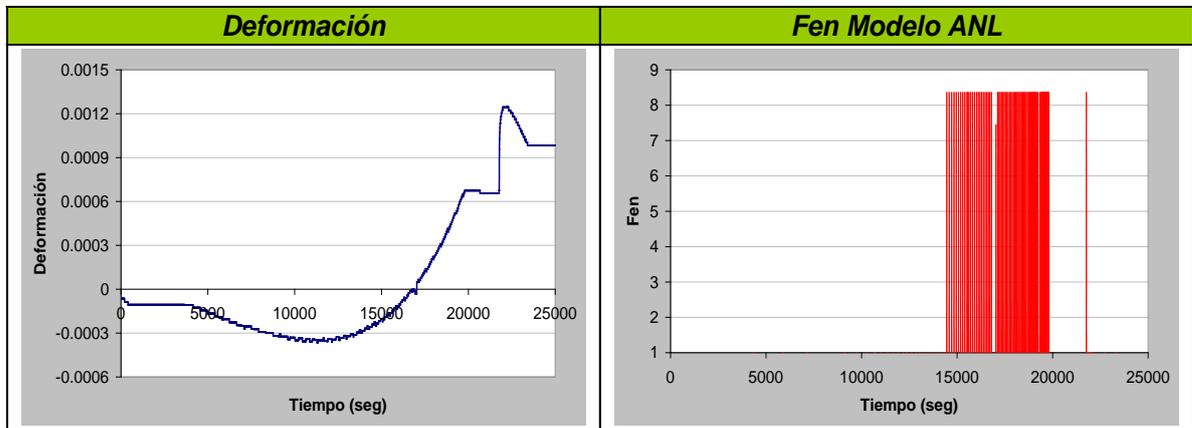
FACTOR AMBIENTAL

ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
3.603	3.308	2.817	2.557	6.473

8.1.5.3. LOCALIZACIÓN DEL BLEND RADIUS (CLADDING)

Transitorio de diseño: ARRANQUE (*independientemente de si se rompe o no vacío*)

OD [85]	S [85]	T ^a	Duración (seg)
300 ppb	0.020	Según Figura II.1 y II.2 (Anexo II)	



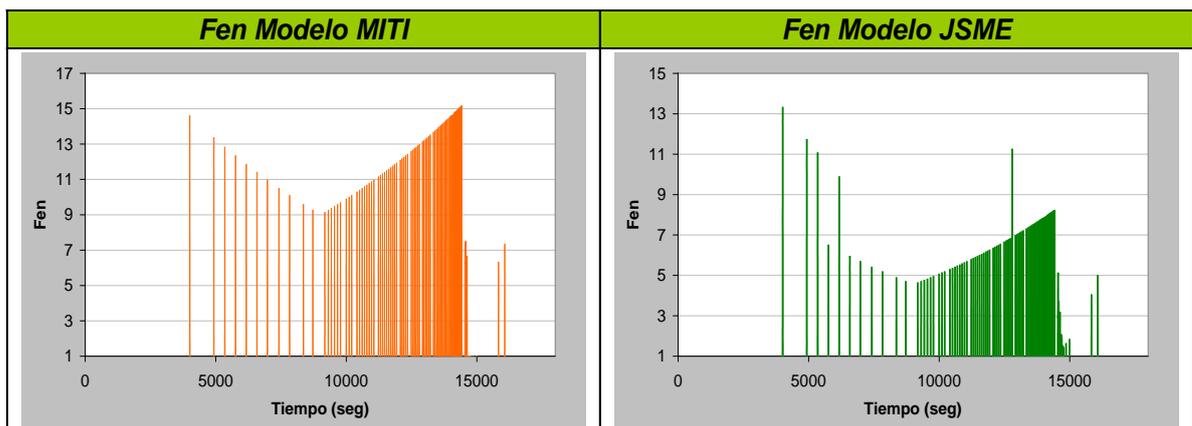
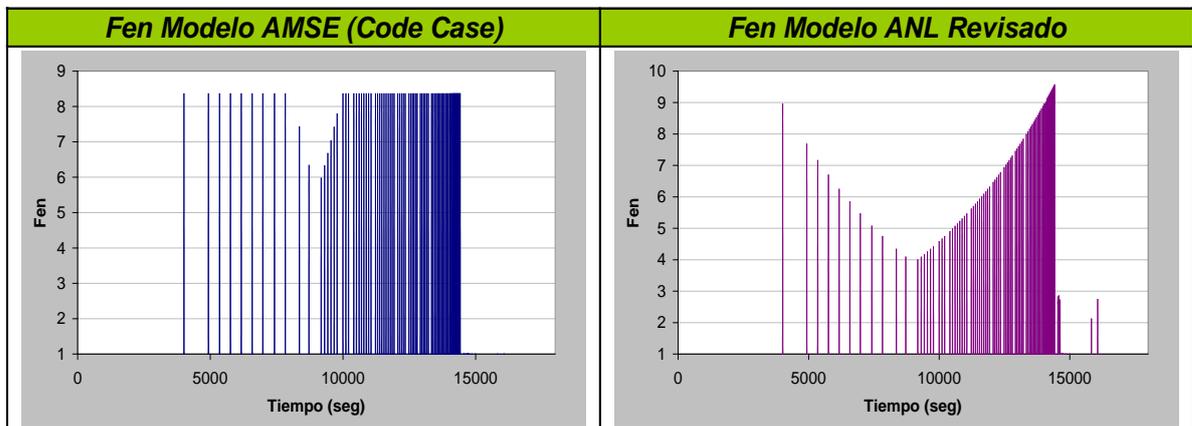
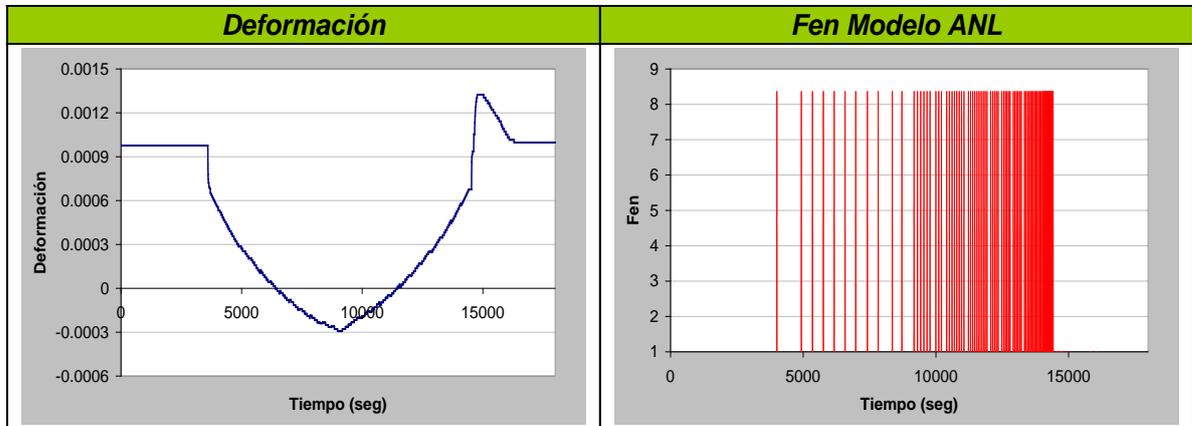
FACTOR AMBIENTAL

ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
5.149	5.123	4.303	8.819	4.678

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Transitorio de diseño: INTERRUPCIÓN DE CAUDAL DE AA

OD [85]	S [85]	T^a	Duración (seg)
120 ppb	0.020	Según Figura II.9 (Anexo II)	



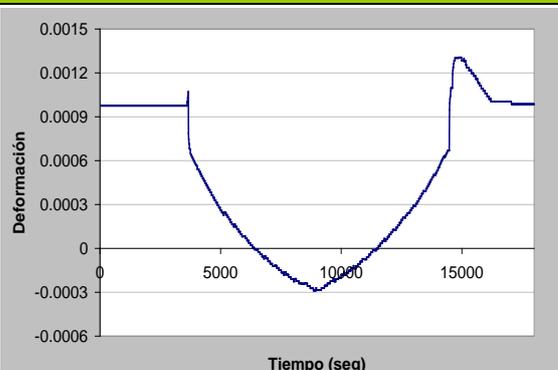
FACTOR AMBIENTAL

ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
5.691	5.606	5.052	9.424	5.145

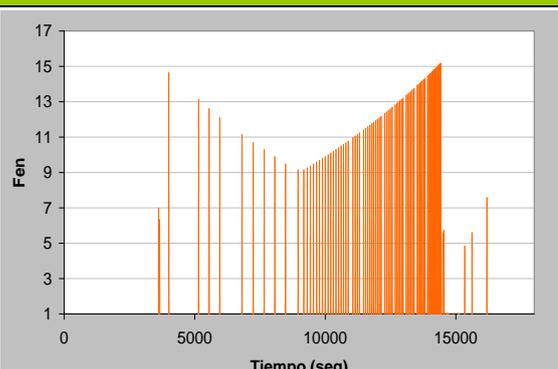
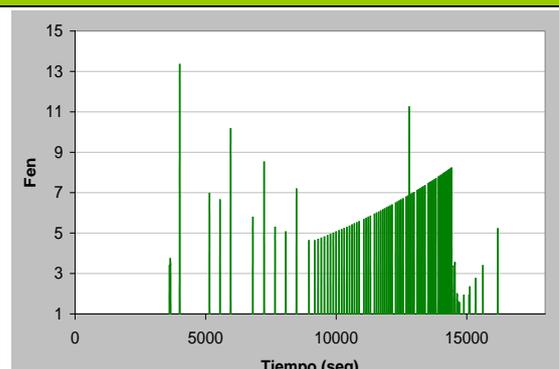
8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Transitorio de diseño: SCRAM

OD [85]	S [85]	T^a	Duración (seg)
120 ppb	0.020	Según Figura II.10 (Anexo II)	

Deformación	Fen Modelo ANL
	<p><i>Fen = 1</i></p> <p><i>Amplitud de deformación menor al umbral (Tabla 2.12)</i></p>

Fen Modelo AMSE (Code Case)	Fen Modelo ANL Revisado
<p><i>Fen = 1</i></p> <p><i>Amplitud de deformación menor al umbral (Tabla 2.12)</i></p>	<p><i>Fen = 1</i></p> <p><i>Amplitud de deformación menor al umbral (Tabla 2.12)</i></p>

Fen Modelo MITI	Fen Modelo JSME
	

FACTOR AMBIENTAL

ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
1.000	1.000	1.000	9.011	4.862

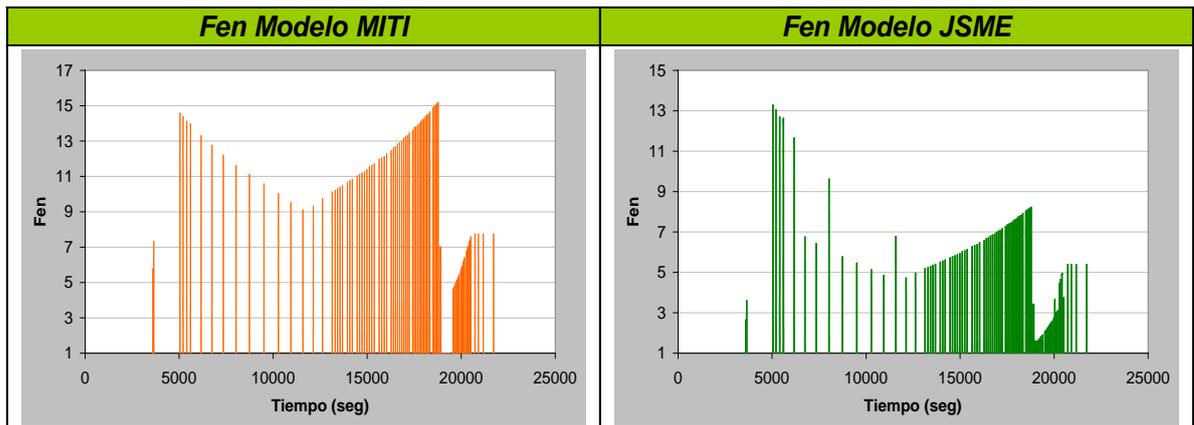
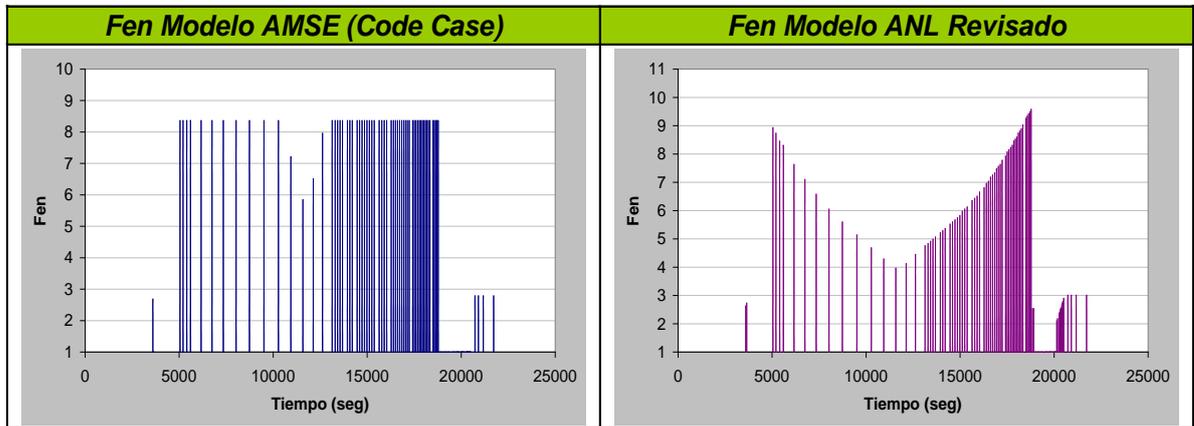
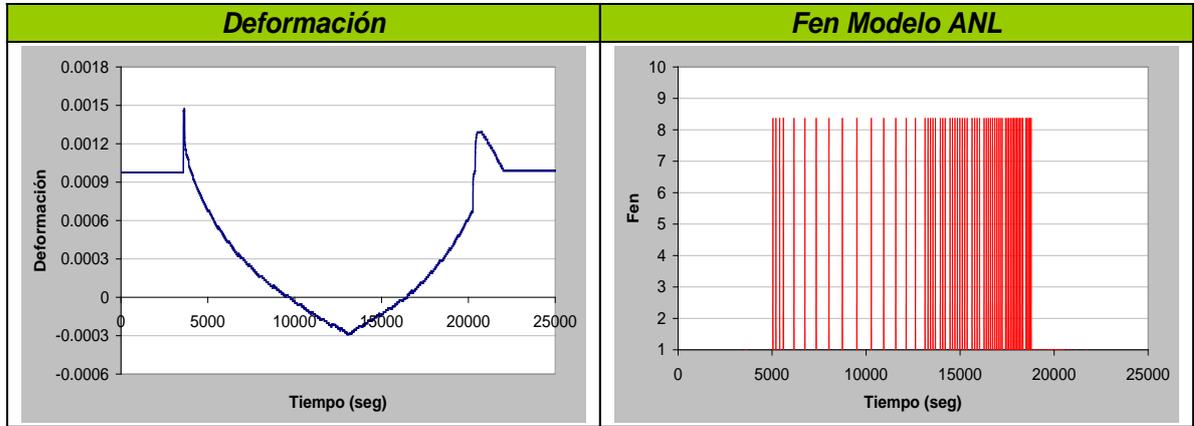
8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Transitorio de diseño: SOBREPRESION 1250 PSI				
OD [85]	S [85]	T ^a	Duración (seg)	
120 ppb	0.020	Según Figura II.13 (Anexo II)		
Deformación		Fen Modelo ANL		
		<p>Fen = 1</p> <p>Amplitud de deformación menor al umbral (Tabla 2.12)</p>		
Fen Modelo AMSE (Code Case)		Fen Modelo ANL Revisado		
<p>Fen = 1</p> <p>Amplitud de deformación menor al umbral (Tabla 2.12)</p>		<p>Fen = 1</p> <p>Amplitud de deformación menor al umbral (Tabla 2.12)</p>		
Fen Modelo MITI		Fen Modelo JSME		
FACTOR AMBIENTAL				
ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
1.000	1.000	1.000	10.692	5.917

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Transitorio de diseño: SOBREPRESION 1375 PSI

OD [85]	S [85]	T^a	Duración (seg)
120 ppb	0.020	Según Figura II.13 (Anexo II)	



FACTOR AMBIENTAL

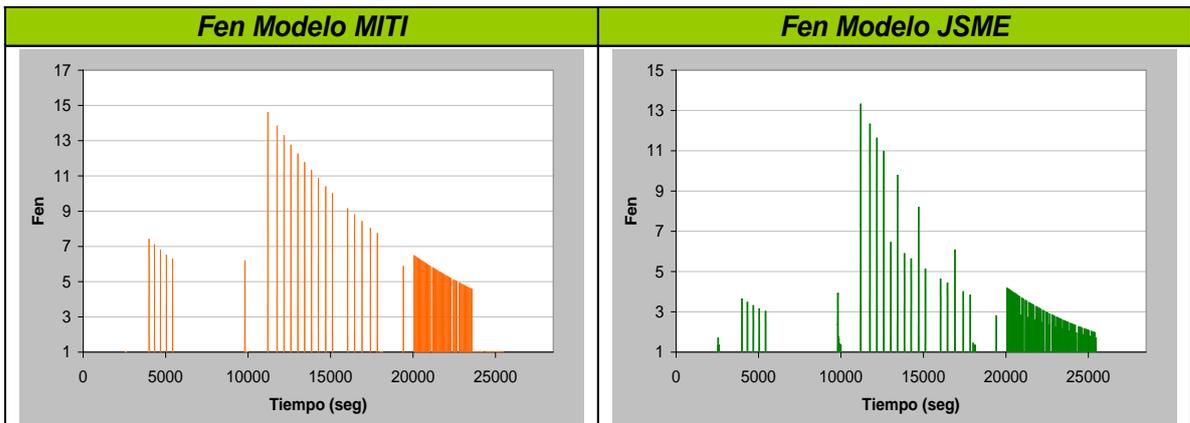
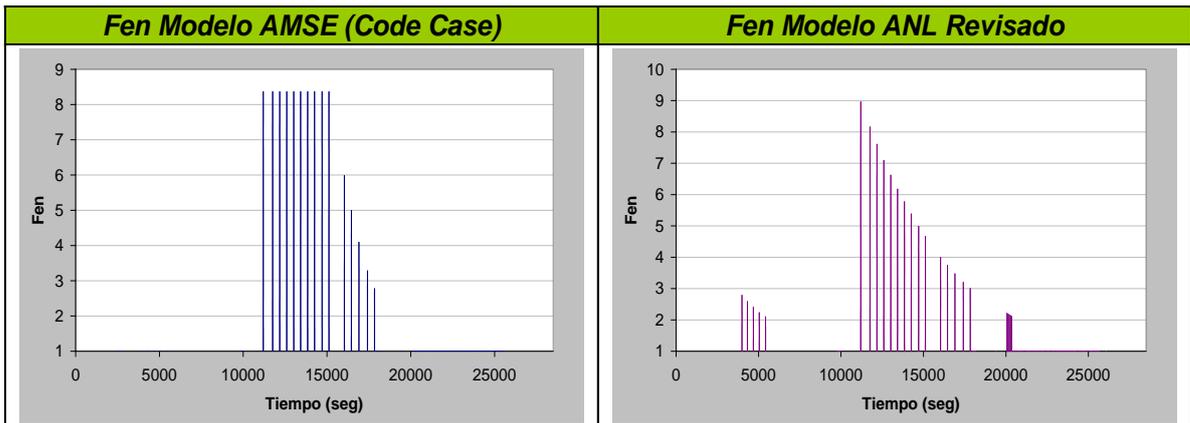
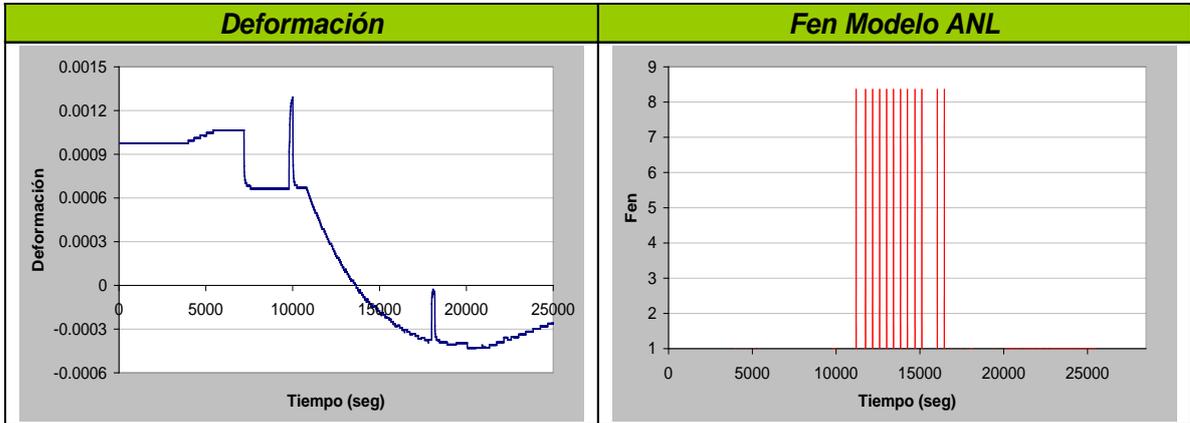
ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
3.735	4.056	3.970	8.174	4.279

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Transitorio de diseño: PARADA

OD [85]	S [85]	T^a	Duración (seg)
**	0.020	Según Figura II.14 a II.17 (Anexo II)	

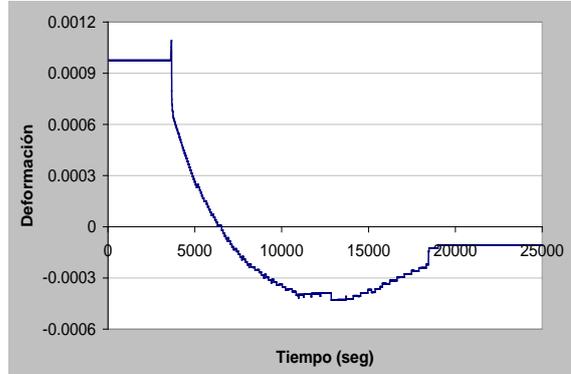
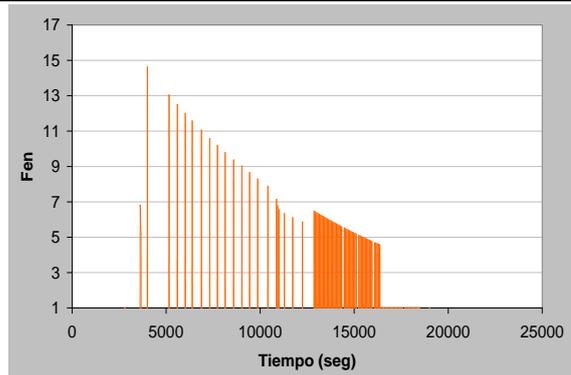
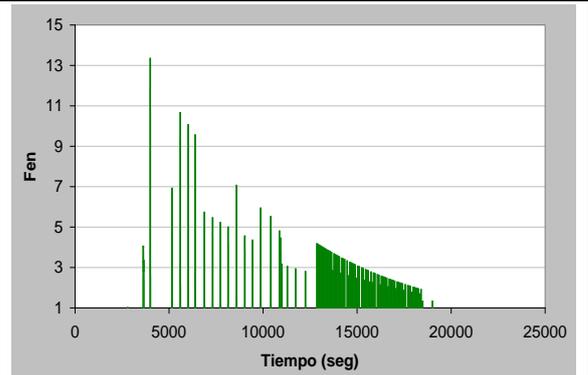
** OD inversamente proporcional al caudal en AA (según Figura II.14 a II.17 (Anexo II)), siendo OD=60 ppb cuando el Caudal es del 100% y OD=8 ppm (saturado) cuando el caudal es del 0%.



FACTOR AMBIENTAL

ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
1.489	1.477	1.403	3.404	2.244

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Transitorio de diseño: BLOWDOWN				
OD [85]	S [85]	T^a	Duración (seg)	
120 ppb	0.020	Según Figura II.18 (Anexo II)		
Deformación		Fen Modelo ANL		
		<p>$Fen = 1$</p> <p>Amplitud de deformación menor al umbral (Tabla 2.12)</p>		
Fen Modelo AMSE (Code Case)		Fen Modelo ANL Revisado		
<p>$Fen = 1$</p> <p>Amplitud de deformación menor al umbral (Tabla 2.12)</p>		<p>$Fen = 1$</p> <p>Amplitud de deformación menor al umbral (Tabla 2.12)</p>		
Fen Modelo MITI		Fen Modelo JSME		
				
FACTOR AMBIENTAL				
ANL	ASME Code Case	ANL REVISADO	MITI	JSME
1.000	1.000	1.000	4.525	2.695

8.1.6. RESULTADOS

Los valores del factor ambiental evaluados anteriormente mediante diferentes modelos de cálculo en el *Safe end* y *Blend Radius* (material base y *cladding*) de la tobera de AA se resumen en la Tabla 8.1, Tabla 8.2 y Tabla 8.3 respectivamente.

Tabla 8.1. Valores del Fen en el *Safe end* de la tobera de AA según modelo de cálculo

	ANL	ASME	ANL REVISADO	MITI	JSME
Arranque (sin romper vacío)	1.481	1.485	1.550	1.680	3.382
Arranque (rompiendo vacío)	6.712	6.742	7.205	6.072	13.599
Inyección de refrigerante	1.690	1.696	1.785	2.025	4.286
Interrupción del caudal de AA	1.838	1.845	1.955	2.056	4.118
Scram	1.713	1.719	1.808	2.042	4.101
Disparo de la turbina	1.000	1.000	1.000	2.083	3.240
Sobrepresión de 1250 psig	1.928	1.936	2.059	2.209	4.314
Sobrepresión de 1375 psig	1.936	1.944	2.067	2.214	4.390
Parada	14.509	14.578	15.634	11.516	19.207
Hot standby	24.936	25.058	26.912	19.666	29.781
Blowdown	1.995	1.998	2.123	2.424	4.897
Prueba hidrostática	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000

Tabla 8.2. Valores del Fen en el *Blend Radius* (material base) de la tobera de AA según modelo de cálculo

	ANL	ASME	ANL REVISADO	MITI	JSME
Arranque (sin romper vacío)	31.688	31.846	26.089	13.844	24.598
Arranque (rompiendo vacío)	69.907	70.256	57.506	22.492	49.399
Interrupción del caudal de AA	10.270	10.321	8.466	7.153	13.959
Scram	9.963	10.011	8.230	7.106	13.778
Sobrepresión de 1250 psig	8.867	8.911	7.305	6.259	11.691
Sobrepresión de 1375 psig	9.358	9.405	7.710	6.606	12.491
Parada	11.249	11.302	9.387	4.458	14.627
Blowdown	3.603	3.308	2.817	2.557	6.473
Prueba hidrostática	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000

Tabla 8.3. Valores del Fen en el *Blend Radius* (*cladding*) de la tobera de AA según modelo de cálculo

	ANL	ASME	ANL REVISADO	MITI	JSME
Arranque	5.149	5.123	4.303	8.819	4.678
Interrupción del caudal de AA	5.691	5.606	5.052	9.424	5.145
Scram	1.000	1.000	1.000	9.011	4.862
Sobrepresión de 1250 psig	1.000	1.000	1.000	10.692	5.917
Sobrepresión de 1375 psig	3.735	4.056	3.970	8.174	4.279
Parada	1.489	1.477	1.403	3.404	2.244
Blowdown	1.000	1.000	1.000	4.525	2.695
Prueba hidrostática	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Asimismo en los diferentes transitorios de diseño de estas localizaciones se ha aplicado el valor del factor ambiental al daño por fatiga calculado con tensiones reales y expuesto en el Capítulo 6 (ver Tabla 6.11 a Tabla 6.13). La multiplicación directa del factor ambiental por el daño a fatiga unitario es el fundamento de la metodología de cálculo “Transitorio a transitorio” (apartado 7.2.2), la cual ha sido y es ampliamente utilizada y además permite comparar los modelos de cálculo de forma directa y sencilla.

En la Tabla 8.4, Tabla 8.5 y Tabla 8.6 se muestra, para el *Safe end*, *Blend radius* (material base) y *Blend Radius (cladding)* respectivamente, los resultados del daño a fatiga unitario de cada transitorio considerando el efecto ambiental según los cinco modelos de cálculo del factor ambiental. Además se ha considerado el número de transitorios establecidos en las bases de diseño para calcular el daño a fatiga total en 40 años, cuyos resultados se muestran en la parte inferior de las mencionadas tablas.

Tabla 8.4. Daño a fatiga considerando el efecto ambiental según los modelos de cálculo en el *Safe end*

TRANSITORIO		U unitario	ANL	ASME	ANL REVISADO	MITI	JSME
Arranque	(1)	1.3331E-05	1.9743E-05	1.9797E-05	2.0663E-05	2.2396E-05	4.5085E-05
	(2)		8.9478E-05	8.9878E-05	9.6050E-05	8.0946E-05	1.8129E-04
Red. diaria al 75 % de potencia		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Red. semanal al 50 % de potencia		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Prueba de las barras de control		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Cambio de posición de las BC		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Pérdida de los calentadores de AA		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Inyección de refrigerante		3.2345E-04	5.4663E-04	5.4857E-04	5.7736E-04	6.5499E-04	1.3863E-03
Interrupción del caudal de AA		1.8535E-05	3.4067E-05	3.4197E-05	3.6236E-05	3.8108E-05	7.6327E-05
Scram		2.8555E-05	4.8915E-05	4.9086E-05	5.1627E-05	5.8309E-05	1.1710E-04
Disparo de la turbina		1.4828E-07	1.4828E-07	1.4828E-07	1.4828E-07	3.0887E-07	4.8043E-07
Sobrepresión de 1250 psig		1.0792E-05	2.0807E-05	2.0893E-05	2.2221E-05	2.3840E-05	4.6557E-05
Sobrepresión de 1375 psig		1.3344E-05	2.5834E-05	2.5941E-05	2.7582E-05	2.9544E-05	5.8580E-05
Parada		2.5674E-04	3.7250E-03	3.7428E-03	4.0139E-03	2.9566E-03	4.9312E-03
Hot standby		1.3765E-04	3.4324E-03	3.4492E-03	3.7044E-03	2.7070E-03	4.0994E-03
Blowdown		8.7920E-06	1.7540E-05	1.7566E-05	1.8665E-05	2.1312E-05	4.3054E-05
Prueba hidrostática		9.1140E-10	9.1140E-10	9.1140E-10	9.1140E-10	9.1140E-10	9.1140E-10
U_{TOTAL 40 AÑOS} (*)		4.2876E-2	4.6742E-01	4.6962E-01	5.0322E-01	3.7883E-01	6.4071E-01
			4.7579E-01	4.7803E-01	5.1226E-01	3.8586E-01	6.5706E-01

(*) Sin considerar el transitorio Hot Standby

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Tabla 8.5. Daño a fatiga considerando el efecto ambiental según los modelos de cálculo en el *Blend Radius (material base)*

TRANSITORIO		U unitario	ANL	ASME	ANL REVISADO	MITI	JSME
Arranque	(1)	3.1405E-5	9.9516E-04	1.0001E-03	8.1933E-04	4.3477E-04	7.7250E-04
	(2)		2.1954E-03	2.2064E-03	1.8060E-03	7.0636E-04	1.5514E-03
Red. diaria al 75 % de potencia		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Red. semanal al 50 % de potencia		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Prueba de las barras de control		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Cambio de posición de las BC		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Pérdida de los calentadores de AA		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Inyección de refrigerante		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Interrupción del caudal de AA		1.9552E-5	2.0080E-04	2.0180E-04	1.6553E-04	1.3986E-04	2.7293E-04
Scram		1.9550E-5	1.9478E-04	1.9572E-04	1.6090E-04	1.3892E-04	2.6936E-04
Disparo de la turbina		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Sobrepresión de 1250 psig		2.3380E-5	2.0731E-04	2.0834E-04	1.7079E-04	1.4634E-04	2.7334E-04
Sobrepresión de 1375 psig		3.4183E-5	3.1988E-04	3.2149E-04	2.6355E-04	2.2581E-04	4.2698E-04
Parada		3.1139E-5	3.5028E-04	3.5193E-04	2.9230E-04	1.3882E-04	4.5547E-04
Hot standby		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Blowdown		2.1207E-5	7.6409E-05	7.0153E-05	5.9740E-05	5.4226E-05	1.3727E-04
Prueba hidrostática		4.5788E-5	4.5788E-05	4.5788E-05	4.5788E-05	4.5788E-05	4.5788E-05
U_{TOTAL 40 AÑOS}		1.9011E-2	2.2303E-01	2.2409E-01	1.8526E-01	1.1418E-01	2.2985E-01
			3.6706E-01	3.6884E-01	3.0366E-01	1.4677E-01	3.2332E-01

(1) Sin romper vacío (2) Rompiendo vacío

(*) No se ha considerado el transitorio Hot Standby debido a su número alto de transitorios que como ya se ha indicado presumiblemente responde a un error tipográfico. En caso de ser considerado el daño a fatiga acumulado en 40 años sería $U \approx 10$

Tabla 8.6. Daño a fatiga considerando el efecto ambiental según los modelos de cálculo en el *Blend Radius (cladding)*

TRANSITORIO		U unitario	ANL	ASME	ANL REVISADO	MITI	JSME
Arranque		8.1499E-11	4.1964E-10	4.1752E-10	3.5069E-10	7.1874E-10	3.8125E-10
Red. diaria al 75 % de potencia		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Red. semanal al 50 % de potencia		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Prueba de las barras de control		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Cambio de posición de las BC		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Pérdida de los calentadores de AA		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Inyección de refrigerante		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Interrupción del caudal de AA		1.3517E-6	7.6925E-6	7.5776E-6	6.8288E-6	1.2738E-5	6.9545E-6
Scram		1.2651E-6	1.2651E-6	1.2651E-6	1.2651E-6	1.1400E-5	6.1509E-6
Disparo de la turbina		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Sobrepresión de 1250 psig		1.2555E-6	1.2555E-6	1.2555E-6	1.2555E-6	1.3424E-5	7.4288E-6
Sobrepresión de 1375 psig		2.3965E-6	8.9509E-6	9.7202E-6	9.5141E-6	1.9589E-5	1.0255E-5
Parada		1.7862E-6	2.6597E-6	2.6382E-6	2.5060E-6	6.0802E-6	4.0082E-6
Hot standby		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Blowdown		1.0746E-6	1.0746E-6	1.0746E-6	1.0746E-6	4.8626E-6	2.8960E-6
Prueba hidrostática		3.1665E-6	3.1665E-6	3.1665E-6	3.1665E-6	3.1665E-6	3.1665E-6
U_{TOTAL 40 AÑOS}		9.9189E-4	1.6106E-3	1.5996E-3	1.5236E-3	4.4783E-3	2.6998E-3

8.1.7. DISCUSION DE LOS MODELOS DE CALCULO (I)

Analizando los resultados del punto anterior, se puede apreciar en primer lugar, una cierta diferencia al aplicar los diferentes modelos de cálculo del factor ambiental.

En el caso de aceros al carbono (*Safe end*) el modelo JSME produce los resultados más altos del factor ambiental, siendo este valor en ocasiones más del doble del obtenido por los otros cuatro modelos, cuyos resultados son más parecidos. Es destacable además como en el transitorio Disparo de Turbina, los modelos JSME y MITI obtienen un valor del factor ambiental mayor que uno, mientras que los otros tres modelos su valor es la unidad. Esta circunstancia, debida a que el umbral de amplitud de deformación varía entre los modelos, pone en evidencia la importancia del correcto cálculo tensional, ya que si la amplitud de deformación es inferior al umbral pero muy próximo al mismo, un cálculo conservador puede llevar asociado un aumento de la fatiga ambiental si supera dicho umbral. En la Figura 8.1 a Figura 8.3 se muestra, para los aceros al carbono, la influencia de los diferentes parámetros de cálculo en el valor del factor ambiental según los diferentes modelos. Se puede observar como el modelo JSME genera valores del factor ambiental notablemente más elevados para cualquier temperatura y concentración de oxígeno disuelto. La influencia de la temperatura en el modelo MITI es similar a los otros tres modelos, salvo a altas temperaturas, donde el modelo MITI produce valores menores del factor ambiental. Sin embargo, la influencia del oxígeno disuelto en el modelo MITI es mayor que en los tres primeros modelos (ANL, ASME y ANL REV.). Este hecho hace que según el transitorio, el modelo MITI pueda dar valores más altos o más bajos que los tres modelos mencionados, según la temperatura y concentración de oxígeno característicos del transitorio. La velocidad de deformación es un parámetro que influye en cierto modo, de forma similar en los cinco modelos estudiado.

En el caso de los aceros de baja aleación (*Blend radius*, material base) el modelo JSME sigue produciendo valores del factor ambiental más elevados y el modelo MITI los más pequeños. Sin embargo en el arranque, son los modelos ANL, ASME y ANL REV. los que generan un factor ambiental notablemente mayor a los otros dos modelos. Este hecho se explica al analizar las Figura 8.4 a Figura 8.6, donde se muestra, para los aceros de baja aleación, la influencia de los diferentes parámetros de cálculo en el valor del factor ambiental según los diferentes modelos.

En la Figura 8.4 se observa como a altas temperaturas ($> 250^{\circ}\text{C}$) los modelos ANL, ASME y ANL REV producen valores del factor ambiental mayores que el JSME y el MITI. En los arranques y tal como se ha visto en el apartado 8.1.5.2 de este capítulo, la mayor influencia del ambiente se produce al final, esto es, cuando las temperaturas son más elevadas, debido también a que el factor ambiental es la unidad en buena parte del inicio del transitorio, al ser la

temperatura menor del umbral. Es por ello que los modelos ANL, ASME y ANL REV tengan un mayor valor del factor ambiental únicamente en los arranques, ya que el resto de transitorios la temperatura suele ser superior al umbral y habitualmente los valores son menores de 250 °C en la mayor parte de los transitorios.

La velocidad de deformación y la concentración de oxígeno disuelto son parámetros que influyen en cierto modo, de forma similar en los cinco modelos estudiado, y con menor influencia que la temperatura.

En el caso de los aceros inoxidable (*Blend Radius, cladding*) es el modelo MITI el que produce los resultados más altos del factor ambiental. Es de nuevo destacable como existen transitorios en los que los modelos JSME y MITI obtienen un valor del factor ambiental mayor que uno, mientras que en los otros tres modelos el valor es la unidad. Esta circunstancia, debida a que el umbral de amplitud de deformación varía entre los modelos, pone en evidencia nuevamente la importancia del correcto cálculo tensional, ya que si la amplitud de deformación es inferior al umbral pero muy próximo al mismo, un cálculo conservador puede llevar asociado un aumento de la fatiga ambiental si supera dicho umbral.

En la Figura 8.7 y Figura 8.8 se muestra, para los aceros inoxidable, la influencia de los diferentes parámetros de cálculo en el valor del factor ambiental según los diferentes modelos. En este caso, no se ha representado la influencia de la concentración de oxígeno, ya que no aplica a todos los modelos.

En el modelo MITI, tal y como se puede ver en la Figura 8.7, la temperatura tiene una influencia más acusada para la mayoría de los valores de este parámetro. Además, a ello se une que la velocidad de deformación también produce efectos mayores en este modelo, y es por todo ello que este modelo produce valores del factor ambiental más elevados.

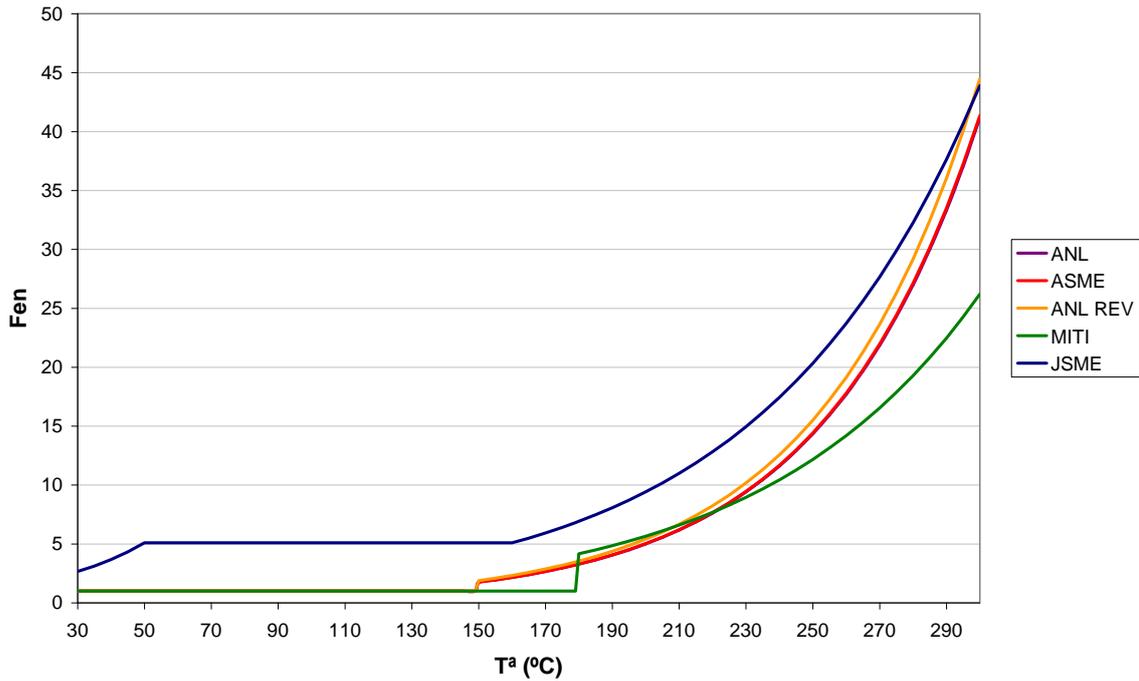


Figura 8.1. Aceros al carbono: factor ambiental en función de la temperatura ($\epsilon^* = 0.0005$ $\% \cdot s^{-1}$; $S = 0.015\%$; $OD = 0.03$ ppm)

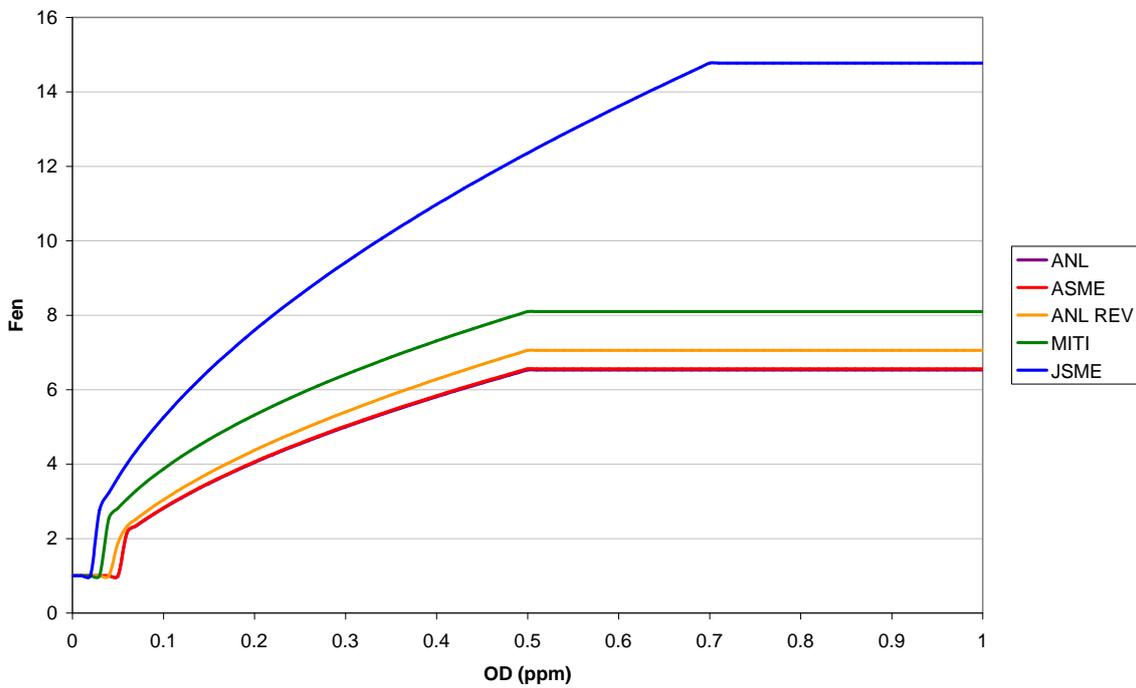


Figura 8.2. Aceros al carbono: Factor ambiental en función del oxígeno disuelto ($\epsilon^* = 0.0005$ $\% \cdot s^{-1}$; $S = 0.015\%$; $T^a = 200$ °C)

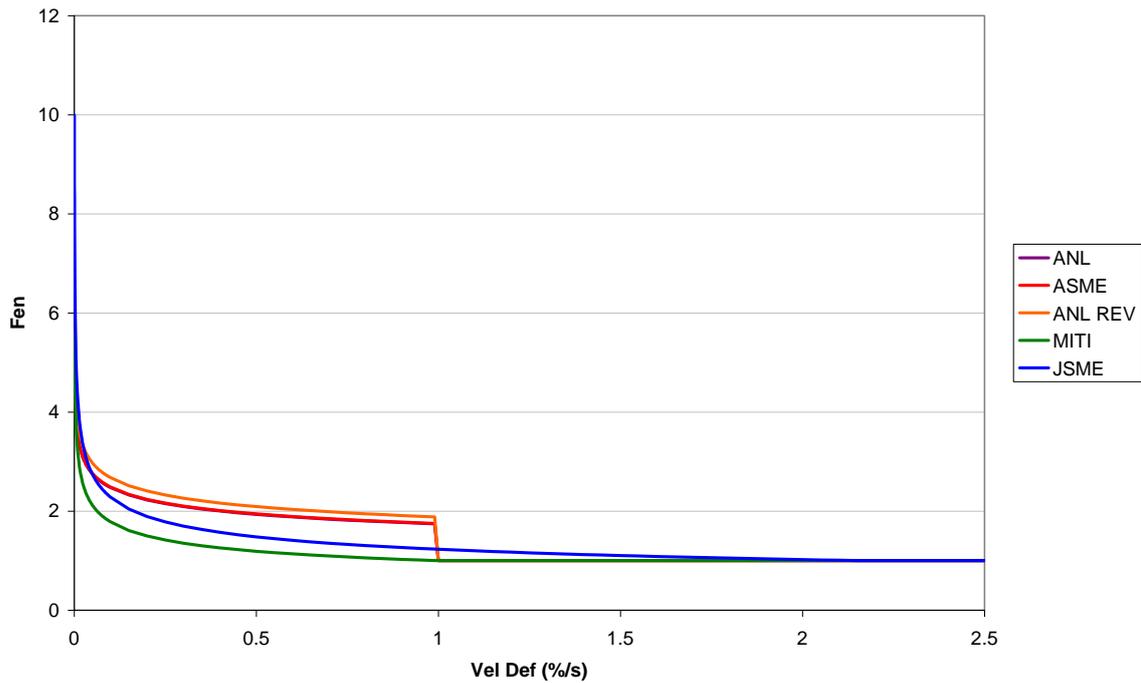


Figura 8.3. Aceros al carbono: Factor ambiental en función de la velocidad de deformación ($OD=0.3$ ppm; $S=0.015\%$; $T^a=200$ °C)

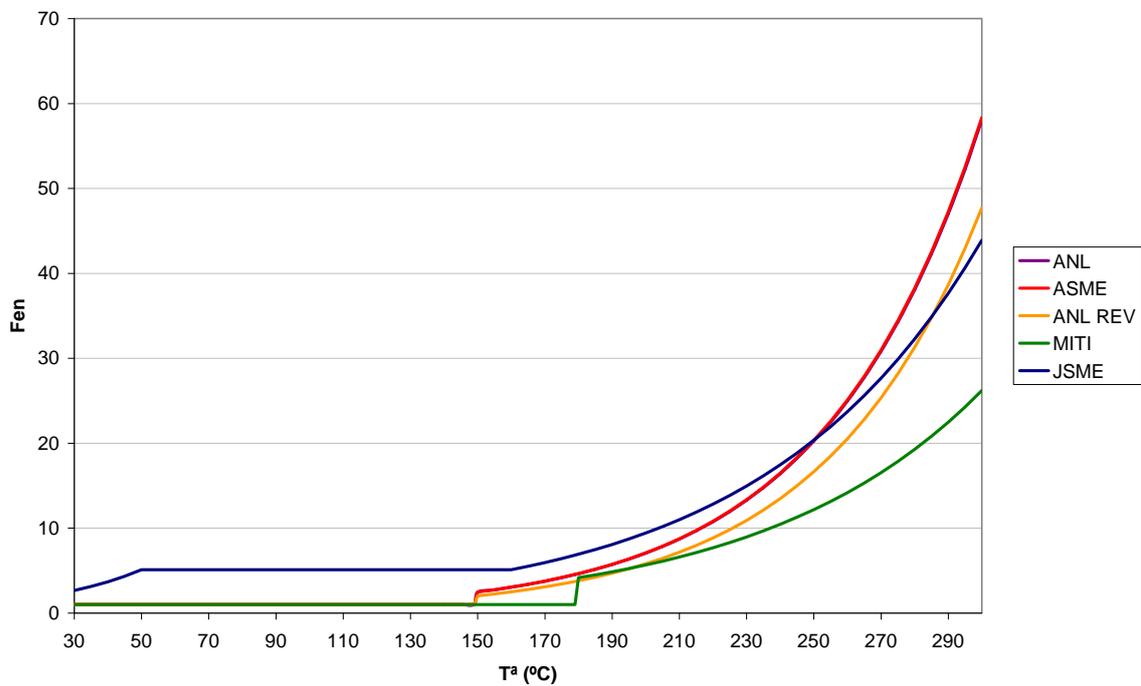


Figura 8.4. Aceros de baja aleación: Factor ambiental en función de la temperatura ($\dot{\epsilon}^* = 0.0005$ %·s⁻¹; $S=0.015\%$; $OD=0.03$ ppm)

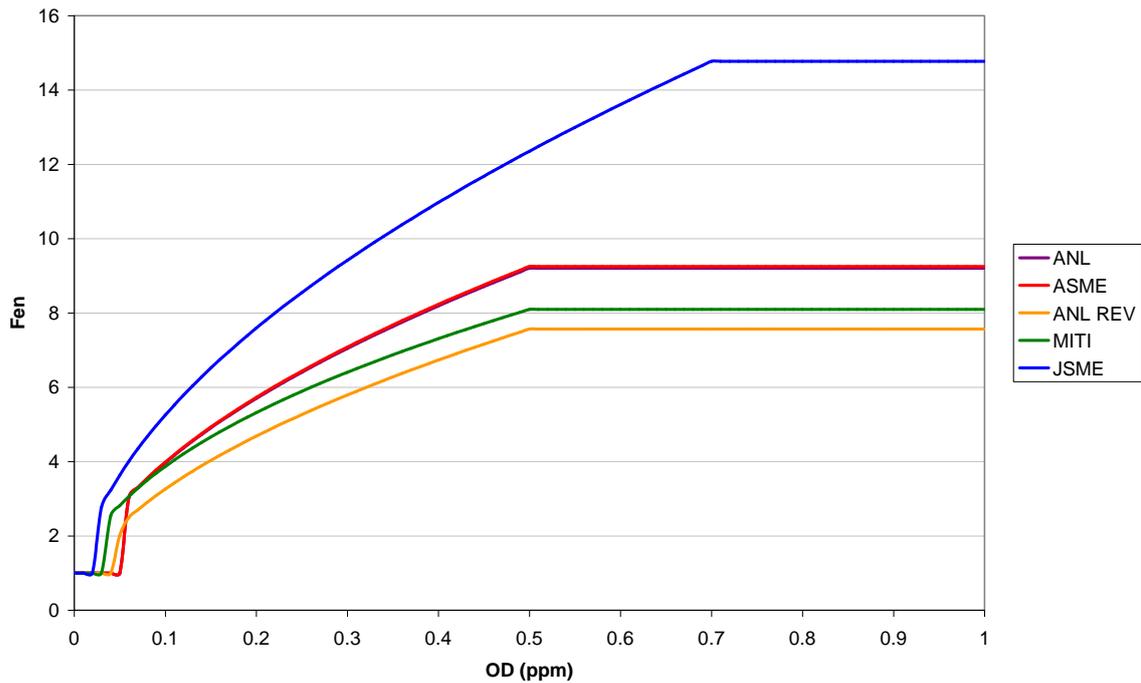


Figura 8.5. Aceros de baja aleación: Factor ambiental en función del oxígeno disuelto ($\epsilon^* = 0.0005$ %·s⁻¹; S=0.015%; T^a=200 °C)

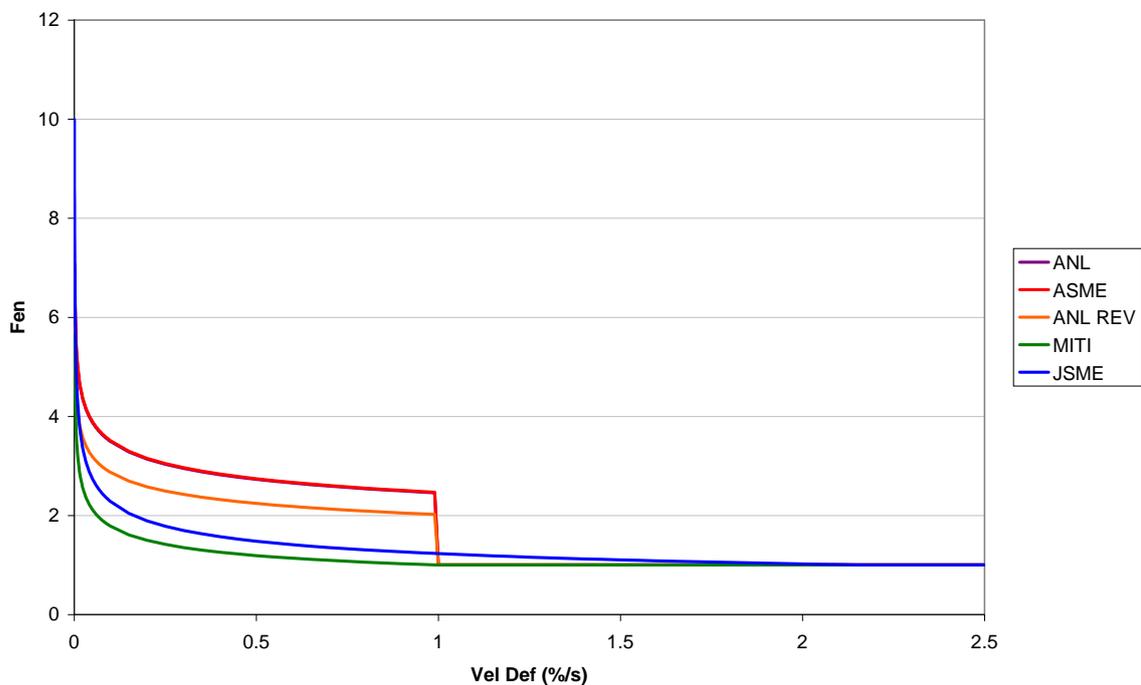


Figura 8.6. Aceros de baja aleación: Factor ambiental en función de la velocidad de deformación (OD=0.3 ppm; S=0.015%; T^a=200 °C)

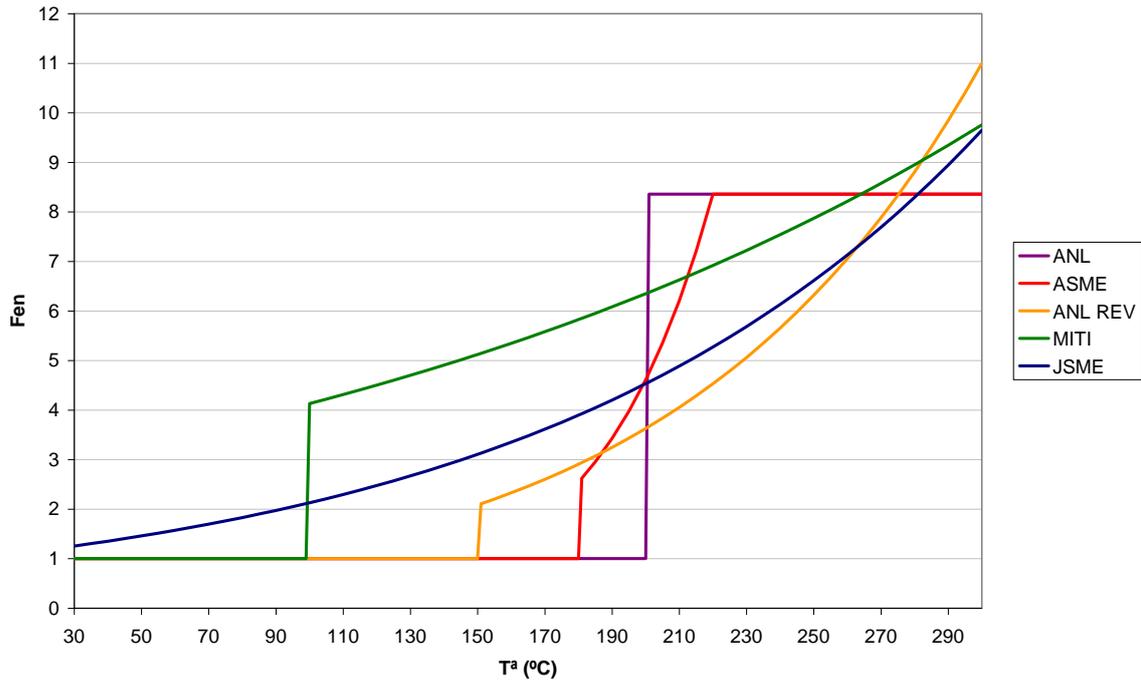


Figura 8.7. Aceros inoxidables: Factor ambiental en función de la temperatura ($\dot{\epsilon}^* = 0.0003 \% \cdot s^{-1}$; $OD=0.03$ ppm)

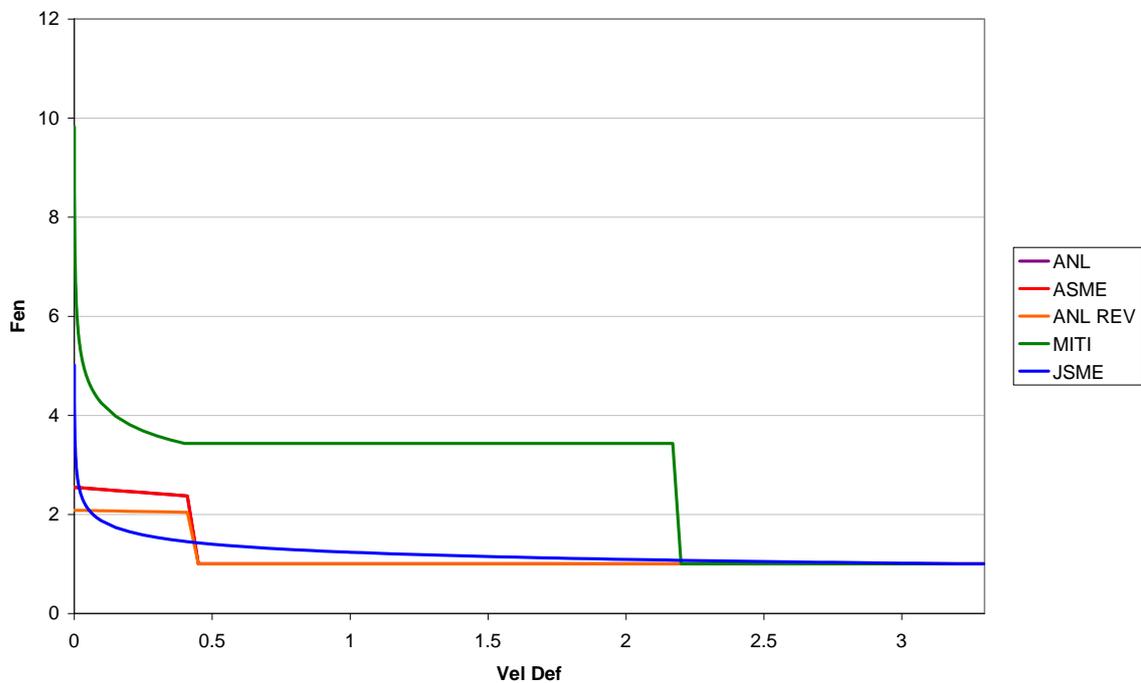


Figura 8.7. Aceros inoxidables: Factor ambiental en función de la velocidad de deformación ($T^a = 220$ °C; $OD=0.03$ ppm)

Al analizar los resultados del daño a fatiga considerando el factor ambiental (Tabla 8.4 a Tabla 8.7) se obtienen una conclusión muy importante. En el caso de las tres localizaciones analizadas el daño a fatiga es menor de la unidad para una vida estimada de 40 años. En el caso del Blend Radius (material base) el efecto ambiental no debería calcularse ya que dispone de un revestimiento o *cladding* que lo protege. Es por ello que los efectos del ambiente solo afectan al Blend Radius (*cladding*). Por lo tanto, lo correcto debiera ser estudiar para el *Blend Radius* (material base) el daño a fatiga sin efectos ambientales, y para el *Blend Radius (cladding)* el daño a fatiga considerando el efecto ambiental. En el caso de que en esta localización se superara el valor de la unidad, esto es, se supone la existencia de una fisura y por tanto se trabaja con la hipótesis de que el ambiente ahora ya está en contacto con el material base, se debería empezar a evaluar el efecto ambiental en el *Blend Radius* (material base).

Por otro lado, y tal como se comentó en el Capítulo 6, considerando el valor del daño a fatiga para el *Safe end* ($U=0.93$) calculado originalmente en la referencia [55], independientemente del modelo elegido para evaluar el factor ambiental, el daño a fatiga considerando los efectos del medio sería mayor del valor límite unitario. Se corrobora la necesidad de emplear sistemas de monitorización en algunas localizaciones más críticas.

8.2. ESTUDIO DEL EFECTO DEL MEDIO POR TRANSITORIO

Uno de los propósitos de esta tesis es tratar de establecer un valor del efecto ambiental que puede dar una idea del valor del efecto del medio con el que se debe amplificar el daño a fatiga generado por las tensiones en el componente.

En principio, se van a considerar los modelos ANL REV. por ser el más extendido actualmente en las centrales nucleares bajo diseño ASME. Sin embargo no hay que olvidar que los modelos japoneses dan valores en algunos casos notablemente diferentes, y por tanto serían necesarios más ensayos de fatiga bajo ambiente y/o unanimidad en el tratamiento estadístico de las curvas S-N obtenidas, con el fin de trabajar con modelos de cálculo de factor ambiental con la mayor fiabilidad y consenso posible.

En la Tabla 8.7 se muestran los valores obtenidos para las tres localizaciones evaluadas de la tobera de AA para cada transitorio de análisis. Se puede observar como para el caso del *Safe end*, la Parada (que incluye el *Hot Standby*) y el Arranque (rompiendo vacío) son los transitorios que aumentan considerablemente el daño a fatiga si se considera el efecto ambiental.

En el caso del *Blend Radius (cladding)*, solamente cuatro transitorios generan un ambiente que afecta al daño a fatiga en esta localización.

El *Blend Radius* (material base), tal como se ha explicado anteriormente, no debería evaluarse el efecto ambiental, ya que se encuentra protegido por el *cladding*. En el caso de detectarse una fisura u obtener un valor del daño a fatiga mayor de la unidad en dicho revestimiento, entonces sí se debería considerar el análisis del efecto ambiental en el *Blend Radius* (material base). Bajo esta situación, se observa como los valores del factor ambiental son muy elevados en todos los transitorios (excepto en la Prueba Hidrostática), y especialmente crítico en el Arranque.

Tabla 8.7. Valores del Fen en las localizaciones críticas de la tobera de AA según transitorio

	<i>Safe end</i>	<i>Blend Radius (cladding)</i>	<i>Blend Radius (material base)</i>
Arranque (sin romper vacío)	1.505	4.858	29.874
Arranque (rompiendo vacío)	6.886		65.890
Inyección de refrigerante	1.724	N/A	N/A
Interrupción del caudal de AA	1.879	5.450	9.686
Scram	1.747	1.000	9.401
Disparo de la turbina	1.000	N/A	N/A
Sobrepresión de 1250 psig	1.974	1.000	8.361
Sobrepresión de 1375 psig	1.982	3.920	8.824
Parada	14.907	1.456	10.646
Hot standby	25.635	N/A	N/A
Blowdown	2.039	1.000	3.243
Prueba hidrostática	1.000	1.000	1.000

En ocasiones, se puede trabajar de forma cómoda empleando el daño a fatiga unitario de cada transitorio (primera columna de la Tabla 8.4 a Tabla 8.6), y aplicar directamente su correspondiente valor del factor ambiental (Tabla 8.7). Este metodología de evaluación es la aquí llamada “Transitorio a transitorio” y ha sido ampliamente utilizada para estimar el efecto ambiental. En el siguiente punto se realizará un estudio con el fin de comparar las metodologías existentes de evaluación del efecto ambiental, entre las que se encuentra la mencionada “Transitorio a transitorio”, y que fueron explicadas en el Capítulo 7.

8.3. ANÁLISIS COMPARATIVO: METODOLOGÍAS DE EVALUACIÓN DEL FACTOR AMBIENTAL EN TRANSITORIOS REALES

En este apartado se estudian las metodologías de evaluación del factor ambiental detalladas en el Capítulo 7:

- Metodología continua
- Metodología “Transitorio a transitorio”
- Metodología por pares de carga EPRI
- Metodología “*Peak & Valley*”

En el Capítulo 7 se han explicado las imprecisiones asociadas a las dos primeras metodologías (Metodología continua y Metodología “Transitorio a transitorio”). Asimismo se han expuesto

las dificultades asociadas a la implementación de la Metodología por pares de carga EPRI, que si bien se considera evalúa correctamente el factor ambiental entre los picos y valles de los diferentes transitorios, requiere de un recálculo continuo a medida que ocurren nuevos transitorios, además de la dificultad de establecer el *steady state* entre los picos y valles en transitorios reales.

La Metodología “*Peak & Valley*” es el procedimiento propuesto en esta tesis. El objetivo es comprobar la idoneidad de los resultados obtenidos, comparándolos con los obtenidos mediante la Metodología por pares de carga EPRI (MRP-47)

A continuación se evalúan una serie de transitorios reales en dos localizaciones de análisis con el fin de comparar las cuatro metodologías arriba descritas.

8.3.1. COMPONENTE Y LOCALIZACIONES DE ANÁLISIS

El estudio se realiza sobre la Tobera de AA, analizando las dos localizaciones críticas de la misma, *Safe end* (acero al carbono) y *Blend radius-cladding* (acero inoxidable). En este caso se ha desestimado estudiar la material base del *Blend radius* por la razón expuesta anteriormente sobre la existencia del revestimiento protector.

8.3.2. TRANSITORIOS REALES EVALUADOS

Se han seleccionado los transitorios reales más comunes que acontecen en las CC.NN entre dos paradas de recarga consecutivas. En este caso, y dadas las dificultades asociadas a la evaluación del efecto ambiental mediante la Metodología EPRI, no se ha planteado la posibilidad de estudiar un periodo de tiempo largo, como ocurriera en el Capítulo 6, donde el acoplamiento tensional se analizaban en los transitorios reales ocurridos entre el año 2003 y 2009.

Por este motivo se ha planteado la selección de los transitorios reales habituales en planta, con el fin de obtener datos sobre eventos representativos. Además se ha tenido en cuenta, no solo su frecuencia de ocurrencia, sino también su severidad para producir daño a fatiga en los componentes seleccionados.

Los transitorios reales seleccionados se muestran a continuación según orden de ocurrencia:

1. Prueba hidrostática
2. Arranque (incluyendo Movimiento de Turbina) rompiendo vacío
3. *Scram #1*

4. Reducción de potencia (67%)

5. *Scram #2*

6. Parada

Estos seis transitorios pueden ser perfectamente representativos de un ciclo de carga de una CC.NN. Evidentemente, es muy probable que el transitorio “Reducción de potencia” tuviese un mayor número de ocurrencias, si bien, dado su bajo aporte al daño a fatiga, se ha considerado solamente una vez.

8.3.3. MODELO DE CÁLCULO Y PROPUESTA DE EVALUACIÓN EMPLEADA

Los modelos de cálculo elegidos para este análisis se corresponden a los desarrollados por la ANL Revisado (apartado 2.5.1.1.3), y cuyas expresiones para los aceros al carbono y aceros inoxidable se muestran de nuevo a continuación, ec. (8.1) y ec. (8.2) respectivamente:

$$F_{en} = \exp(0.632 - 0.101 \cdot S^* \cdot T^* \cdot O^* \cdot \dot{\epsilon}^*) \quad (8.1)$$

$$F_{en} = \exp(0.734 - T^* \cdot O^* \cdot \dot{\epsilon}^*) \quad (8.2)$$

Los valores de los diferentes parámetros de las expresiones se encuentran explicados en el apartado 2.5.1.1.3.

El procedimiento de evaluación empleado será la definida como “Velocidad de Deformación Integrada” (*Integrated Strain Rate*) (ver apartado 7.1.3).

8.3.4. EVALUACIÓN DEL EFECTO AMBIENTAL EN LOS TRANSITORIOS REALES

8.3.4.1. LOCALIZACIÓN DEL SAFE END

En la Figura 8.8 y Figura 8.9 se muestran las tensiones reales y la temperatura en el *Safe end* durante los seis transitorios reales anteriormente mencionados, los cuales se encuentran diferenciados perfectamente mediante dos colores alternos. En la Figura 8.10 se muestran los picos y valles asociados al estado tensional generado en esta localización. El contenido de azufre del acero es de 0.015 %, mientras que la concentración de oxígeno disuelto en cada transitorio se muestra en la Tabla 8.8.

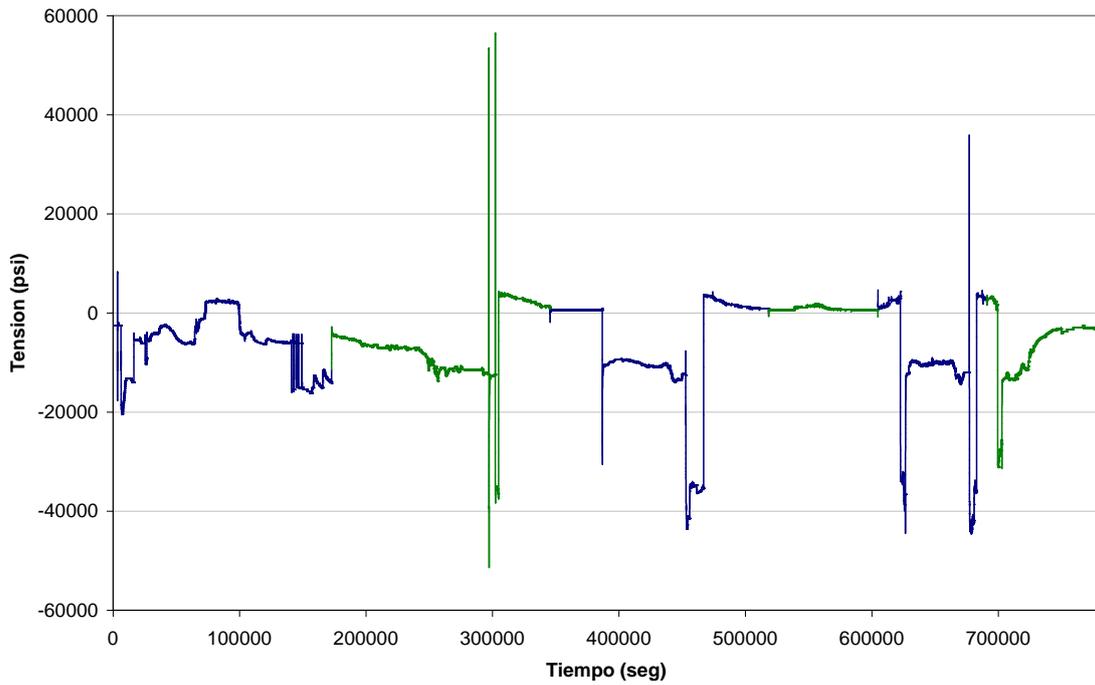


Figura 8.8. Tensiones en el Safe end durante los transitorios reales de análisis

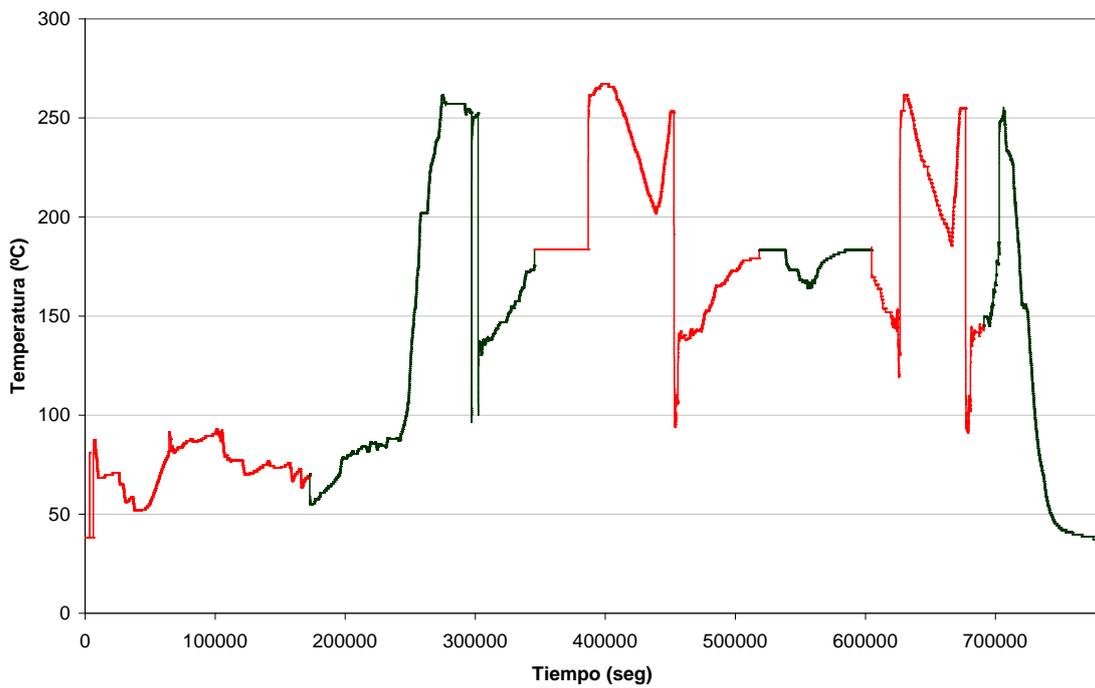


Figura 8.9. Temperatura en el Safe end durante los transitorios reales de análisis

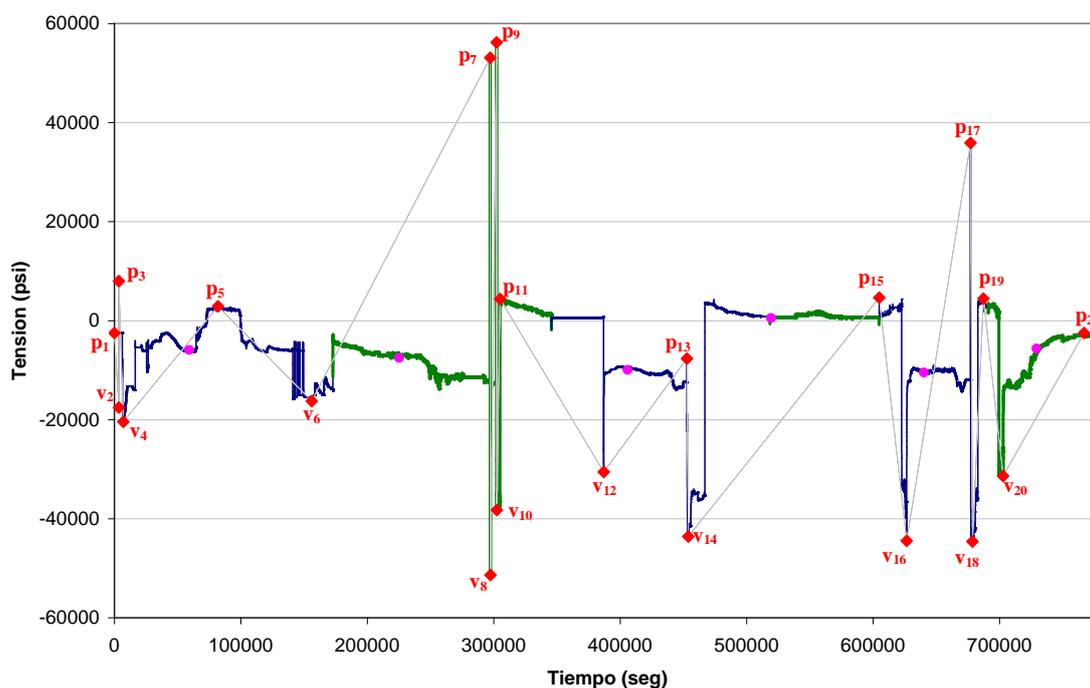


Figura 8.10. Picos y valles de tensión en el Safe end durante los transitorios reales de análisis

Tabla 8.8. Concentración de oxígeno en la zona del Safe end durante los transitorios reales de análisis

Transitorio	Concentración de O ₂ (ppm)		
Prueba Hidrostática	8.0		
Arranque	8.0		
Scram #1	0.06		
Reducción de Potencia	0.06		
Scram #2	0.06		
Parada	f(Caudal)	O ₂ = 8.0	Q = 0 %
	Inversamente proporcional	O ₂ = 0.06	Q = 100 %

El factor ambiental se evalúa según los cuatro métodos descritos anteriormente, dividiendo para ello el periodo de análisis en intervalos de 10 segundos.

En la Tabla 8.9 se muestran los resultados del factor ambiental en el Safe end según la metodología de análisis empleada.

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Tabla 8.9. Fen en el Safe end según metodología de evaluación

METODOLOGIA CONTINUA		
U_{TOTAL}	Fen	U_{env}
1.0527E-3	2.761	2.9065E-3

METODOLOGÍA “TRANSITORIO A TRANSITORIO”			
Transitorio	ΔU_i	Feni	ΔU_{envi}
Prueba hidrostática	1.12230E-5	1.00	1.12230E-5
Arranque	6.76924E-4	3.558	2.40850E-3
Scram #1	7.30200E-5	1.813	1.32385E-4
Red. de potencia	0.00	1.00	0.00
Scram #2	2.81313E-4	1.949	5.48279E-4
Parada	1.02300E-5	7.297	7.46483E-5
U_{TOTAL}	1.0527-3		$U_{envTOTAL}$ 3.1750E-3
Fen		3.016	

METODOLOGÍA POR PARES DE CARGA EPRI (MRP-47)						
P&V (par de carga)	Valle (psi)	Pico (psi)	$\Delta\sigma$ (psi)	U	Feni (V-SS ₁ -SS ₂ -P)	U_{env}
9-8	-51384	56182	107566	4.498E-04	5.33	2.397E-03
7-18	-44644	53079	97723	3.307E-04	3.32	1.098E-03
17-16	-44474	35899	80373	1.768E-04	2.73	4.828E-04
3-14	-43603	7995	51598	4.275E-05	1.11	4.745E-05
15-10	-38256	4636	42892	2.365E-05	1.47	3.477E-05
19-20	-31383	4447	35830	1.329E-05	8.68	1.153E-04
11-12	-30577	4362	34939	1.226E-05	2.078	2.547E-05
5-4	-20444	2896	23339	3.366E-06	1	3.366E-06
1-2	-17567	-2520	15046	4.907E-08	1	4.907E-08
21-6	-16262	-2521	13740	1.787E-08	1	1.787E-08
13-22	-14521	-7678	6843	7.665E-12	1	7.665E-12
U_{TOTAL}	1.0527E-3			$U_{envTOTAL}$	4.2045E-3	
Fen			3.994			

METODOLOGÍA “PEAK & VALLEY”												
P&V	Valle	Pico	$\Delta\sigma$	U^*	Fen	U^*_{env}	N^*_{env}	$\Delta\sigma^*_{env}$	Pico*	P*&V (par de carga)	$\Delta\sigma$ (psi)	U_{env}
2-3	-17567	7995	25562	4.087E-6	1.00	4.087E-6	162340	25562	7995	9-8	205160	2.40E-03
4-5	-20444	2896	23339	3.054E-6	1.00	3.054E-6	217252	23339	2896	7-18	131178	8.31E-04
6-7	-16262	53079	69340	9.997E-5	3.53	3.529E-4	1880	102795	86534	17-16	110053	4.84E-04
8-9	-51384	56182	107566	4.081E-4	5.33	2.175E-3	305	205160	153776	21-14	69092	1.09E-04
10-11	-38256	4362	42619	2.102E-5	1.00	2.102E-5	31564	42619	4362	15-10	48150	3.43E-05
12-13	-30577	-7678	22899	2.873E-6	2.70	7.756E-6	85626	31211	634	3-20	39378	1.80E-05
14-15	-43603	4636	48239	3.126E-5	1.39	4.345E-5	15237	53497	9894	19-12	35024	1.24E-05
16-17	-44474	35899	80373	1.604E-4	2.74	4.396E-4	1511	110053	65580	11-4	24806	4.09E-06
18-19	-44644	4447	49091	3.306E-5	1.00	3.306E-5	20067	49091	4447	5-2	20463	2.21E-06
20-21	-31383	-2521	28862	6.030E-6	8.78	5.295E-5	12526	56872	25489	13-6	16896	1.78E-07
22-#	-14521		N/A									
U_{TOTAL}	1.0527E-3			$U_{envTOTAL}$	3.8919E-3							
Fen				3.697								

8.3.4.2. LOCALIZACIÓN DEL BLEND RADIUS (CLADDING)

En la Figura 8.11 y Figura 8.12 se muestran las tensiones reales y la temperatura en el *Blend Radius (cladding)* durante los seis transitorios reales anteriormente mencionados, los cuales se encuentran diferenciados perfectamente mediante dos colores alternos. En la Figura 8.13 se muestran los picos y valles asociados al estado tensional generado en esta localización. La concentración de oxígeno disuelto es la mostrada en la Tabla 8.10. El contenido de azufre del acero no tiene influencia en los aceros inoxidable a la hora de evaluar el efecto ambiental.

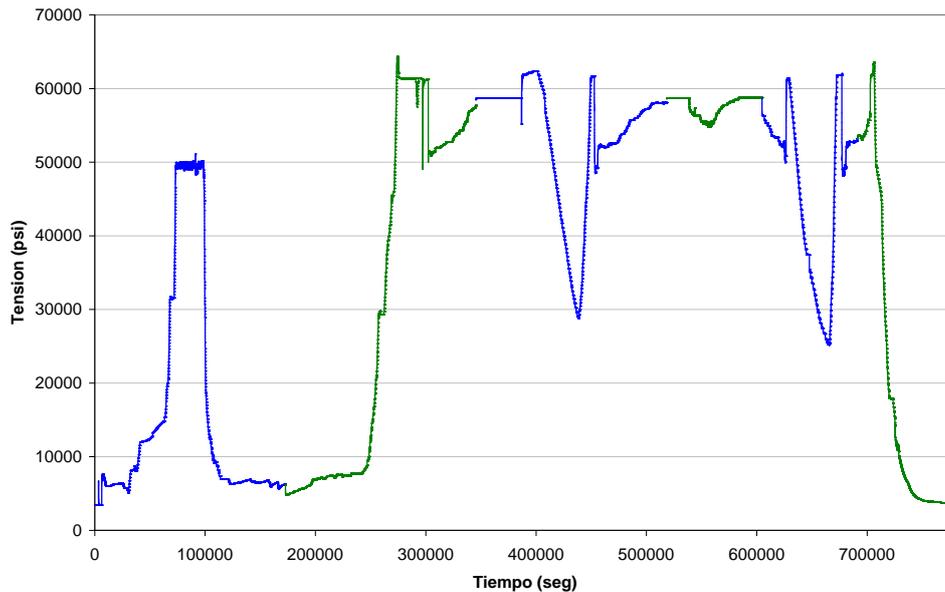


Figura 8.11. Tensiones en el Blend Radius (Cladding) durante los transitorios reales de análisis

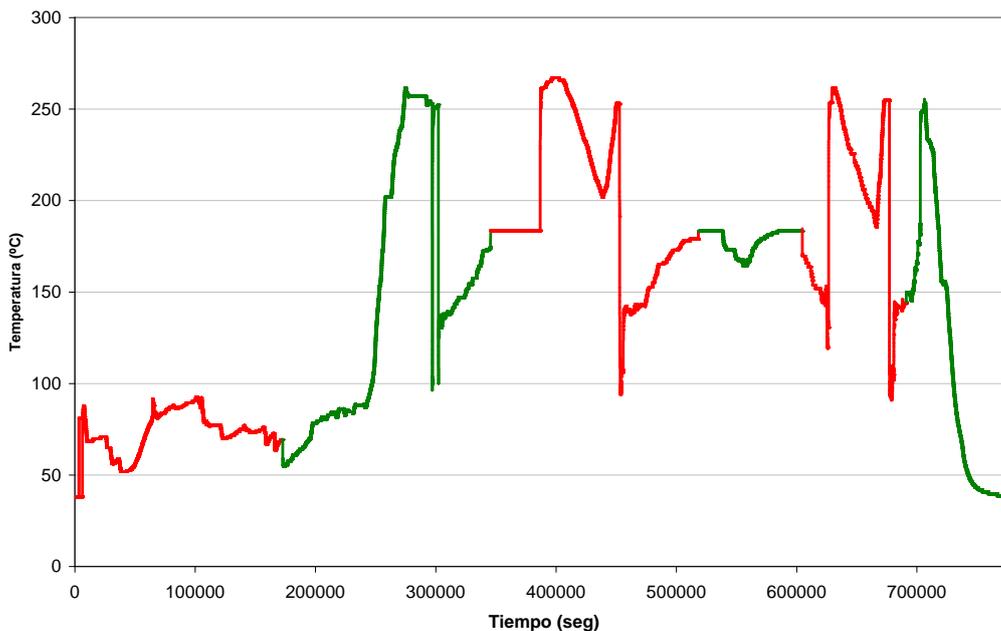


Figura 8.12. Temperatura en el Blend Radius durante los transitorios reales de análisis

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

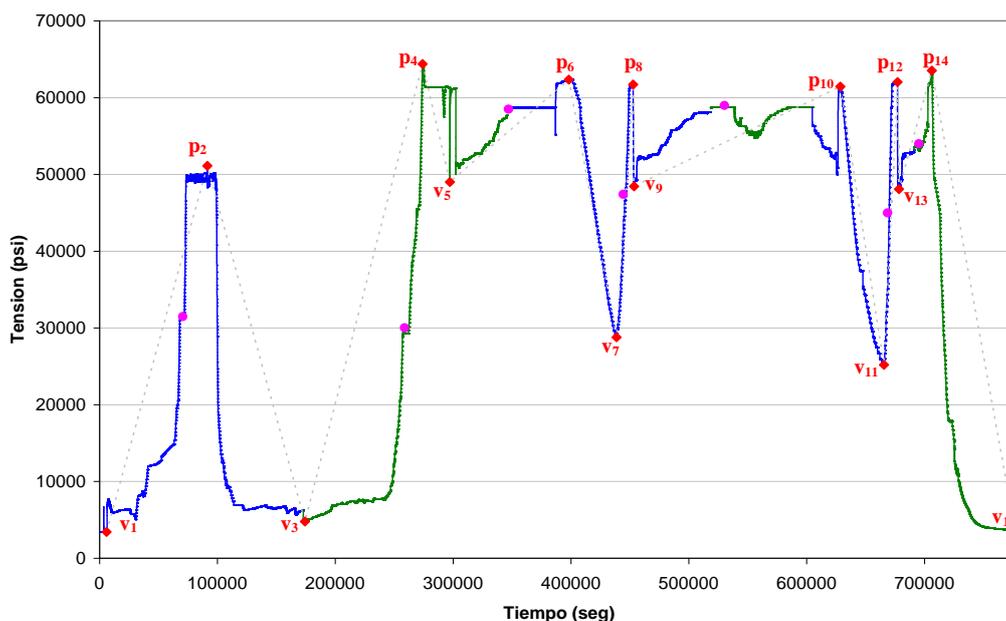


Figura 8.13. Picos y valles de tensión en el B. Radius durante los transitorios reales de análisis

Tabla 8.10. Concentración de oxígeno en la zona del Blend Radius (cladding) durante los transitorios reales de análisis

Transitorio	Concentración de O ₂ (ppm)		
Prueba Hidrostática	8.0		
Arranque	8.0		
Scram #1	0.12		
Reducción de Potencia	0.12		
Scram #2	0.12		
Parada	f(Caudal)	O ₂ = 8.0	Q = 0 %
	Inversamente proporcional	O ₂ = 0.12	Q = 100 %

En la Tabla 8.11 se muestran los resultados del factor ambiental en el *Blend Radius* según la metodología de análisis empleada.

Tabla 8.11. Fen en el Blend Radius según metodología de evaluación

METODOLOGIA CONTINUA			
U _{TOTAL}	Fen		U _{env}
1.3141E-4	3.029		3.9804E-4
METODOLOGÍA "TRANSITORIO A TRANSITORIO"			
Transitorio	ΔU _i	Feni	ΔU _{envi}
Prueba hidrostática	3.2519E-5	1.000	3.2519E-5
Arranque	7.1565E-5	3.769	2.6973E-4
Scram #1	9.5010E-6	4.194	3.9847E-5
Red. de potencia	0.00	1.000	0.00
Scram #2	9.5000E-6	3.839	3.6470E-5
Parada	8.3270E-6	3.563	2.9669E-5
U _{TOTAL}		1.3141E-4	U _{envTOTAL}
			4.0824E-04
		Fen	3.107

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

Tabla 8.11 (cont.). Fen en el Blend Radius según metodología de evaluación

METODOLOGÍA EPRI (MRP-47)						
P&V (par de carga)	Valle (psi)	Pico (psi)	$\Delta\sigma$ (psi)	U	Feni (V-SS ₁ -SS ₂ -P)	Uenv
4-1	3416	64377	60961	3.7283E-5	3.276	1.2214E-04
14-15	3605	63516	59912	3.5265E-5	2.637	9.2995E-05
6-3	4781	62335	57553	3.1009E-5	2.717	8.4250E-05
12-16	15605	62034	46429	1.5583E-5	3.746	5.8373E-05
8-11	25185	61714	36529	7.2273E-6	3.769	2.7240E-05
10-7	28795	61442	32647	5.0430E-6	3.516	1.7731E-05
2-13	48078	51111	3033	1.7141E-6	1	1.7141E-16
5-9	48440	48999	559	1.1548E-24	1	1.1548E-24
U_{TOTAL}				1.3141E-4	U_{envTOTAL}	4.0273E-4
Fen					3.066	

METODOLOGÍA "PEAK & VALLEY"												
P&V	Valle	Pico	$\Delta\sigma$	U*	Fen	U* _{env}	N* _{env}	$\Delta\sigma$ * _{env}	Pico*	P*&V (par de carga)	$\Delta\sigma$ (psi)	Uenv
1-2	3416	51111	47695	1.699E-5	1.000	1.699E-5	32780	47695	51111	4-1	92725	2.128E-4
3-4	4781	64377	59596	3.467E-5	3.930	1.363E-4	4086	91360	96142	12-15	81393	1.402E-4
5-6	48999	62335	13336	2.447E-9	1.000	2.447E-9	227505198	13336	62335	8-3	66297	7.265E-5
7-8	28795	61714	32919	5.179E-6	2.230	1.155E-5	48214	42283	71078	14-16	47912	2.567E-5
9-10	48440	61442	13002	1.846E-9	1.000	1.846E-9	301589991	13002	61442	6-11	37150	1.136E-5
11-12	25185	62034	36849	7.432E-6	4.720	3.508E-5	15872	59813	84998	10-7	32647	7.510E-6
13-14	48078	63516	15438	1.247E-8	1.000	1.247E-8	44649747	15438	63516	2-13	3033	6.834E-16
15-16	3605	15605	12000	7.565E-10	1.000	7.565E-10	735992913	12000	15605	5-9	559	4.604E-24
U_{TOTAL}						1.3141E-4	U_{envTOTAL}	4.7019E-4				
Fen							3.574					

8.3.5. RESULTADOS

Los resultados del factor ambiental obtenidos mediante las diferentes metodologías se resumen en la Tabla 8.12.

Tabla 8.12. Resultados del factor ambiental según la metodología empleada

	METODOLOGÍA DE EVALUACIÓN			
	Continua	Transitorio a Transitorio	EPRI	PEAK & VALLEY
<i>Safe end</i>	2.76	3.03	3.99	3.70
<i>Blend Radius (Cladding)</i>	3.03	3.11	3.07	3.57

8.3.6. DISCUSION DE LAS METODOLOGÍAS DE EVALUACIÓN (II)

Los resultados del factor ambiental según la metodología de cálculo mostrados en la Tabla 8.12 permiten establecer algunas conclusiones.

En primer lugar, la diferencia de valores obtenidos no es excesivamente notable. Bien es cierto, que todas las metodologías han sido evaluadas mediante el procedimiento más exacto (“Velocidad de Deformación Integrada” o *Integrated Strain Rate* (ver apartado 7.1.3)) e idéntico modelo (ANL Revisado).

La Metodología Continua ofrece los menores valores del factor ambiental. Además en esta metodología no se considera el umbral de amplitud de deformación, y por tanto existen intervalos en los que el factor ambiental en otros transitorios es la unidad aplicando dicho umbral.

Si se considera la metodología EPRI como referencia de cálculo, la metodología “Transitorio a Transitorio” se ajusta muy bien en el caso del *Blend Radius*, pero con notables diferencias en el caso del *Safe end*. Se ha de tener en cuenta que un valor del factor ambiental igual a 4 frente a un valor de 3 puede implicar que para un daño a fatiga $U = 0.3$, el factor de uso considerando el efecto ambiental para el primer caso suponga superar al valor crítico y en el segundo caso se obtenga un valor inferior. En este caso, el empleo de la metodología “Transitorio a Transitorio” llevaría a un daño a fatiga inferior al que realmente existe, entendiendo que el valor real es que se obtiene con la metodología EPRI. Esta situación sin duda puede resultar peligrosa de cara a la detección de componentes degradados por el fenómeno de fatiga.

En el caso de la metodología “Peak & Valley” propuesta, parece que se ajusta bastante bien a la metodología EPRI de referencia. En el caso del *Safe end* los valores del factor ambiental son similares, mientras que existe una mayor diferencia en la evaluación del *Blend Radius*. Si bien en este caso, y a diferencia de la comparación con la metodología “Transitorio a Transitorio”, la metodología “Peak & Valley” propuesta se muestra conservadora frente a la metodología EPRI.

Un aspecto fundamental a discutir es, sin duda, la consideración del la metodología EPRI como procedimiento correcto. Existen algunos puntos de esta metodología que pueden hacer plantear al menos dudas sobre su idoneidad.

La primera duda es la propia base del procedimiento, en el que se trata el mecanismo de degradación de corrosión ambiental de igual modo que el de fatiga, esto es, basándose en la existencia de la “memoria del material”. La consideración de que el material tiene “memoria” en cuanto a los picos y valles de tensión, esto es, en cuanto a fatiga, se ha aceptado y demostrado como correcta, y de ahí la evaluación de fatiga basada en el reordenamiento de picos y valles. Sin embargo, no está claro que un proceso de corrosión ambiental siga esta teoría, y que el material tenga “memoria” en cuanto a este mecanismo de degradación, pudiéndose por tanto conectar dos procesos de corrosión separados en el tiempo. Parece por

tanto, que la metodología EPRI trata de adaptar el proceso de corrosión al de fatiga, pero sin modificar el ya asentado procedimiento de cálculo del daño a fatiga basado en reordenamiento de picos y valles.

En segundo lugar, se pueden generar discrepancias en el modo que se plantea la unión de pares de carga ante las discontinuidades existentes entre transitorios, ya sean discontinuidades en el tiempo o de tensión (apartado 7.1). Por un lado, la localización del valor del *steady state* es en cierto modo subjetiva, especialmente en los transitorios reales, donde en ocasiones es realmente difícil su determinación. Por otro lado, el hecho de que la unión entre los transitorios se realice mediante una variación de tensión instantánea en el tiempo es, sin duda, un artificio que el resto de metodologías de evaluación no plantean, y por tanto puede tener influencia en el resultado. Además se pueden generar situaciones al menos curiosas a la hora de aplicar esta metodología. Si se considera como ejemplo de unión de transitorios el mostrado en la Figura 7.1, puede darse el caso de que el punto *a* del *Transitorio #1* y el punto *d* del *Transitorio #2* tengan un valor de tensión similar, y por tanto la amplitud de deformación a considerar en ese par de carga sea inferior al umbral. En ese caso, la metodología EPRI calcularía un valor del factor ambiental igual a la unidad, mientras que el resto de metodologías no tienen por qué obtener ese valor.

Si se comparan las tres metodologías de cálculo exceptuando la metodología EPRI, se observa que entre ellas parece existir un orden más o menos lógico, donde la metodología “Continua” ofrece valores menores, la metodología “Transitorio a Transitorio” valores intermedios y la metodología “*Peak & Valley*” los mayores.

En lo referente a los fundamentos de cada metodología, ya fueron explicados en el Capítulo 7 las posibles objeciones de cada una de ellas, quedando por demostrar la idoneidad o no de la metodología “*Peak & Valley*” de considerar el efecto ambiental actuando directamente e instantáneamente sobre los ciclos de tensión de fatiga.

En cuanto a la aplicación de las metodologías, sin reparar en los posibles errores de las bases de las mismas, la metodología EPRI es sin duda la que presenta mayores problemas de aplicación, especialmente si se pretende implementar en un sistema de monitorización.

La determinación del valor real del factor ambiental solamente se podría obtener en base a ensayos que reprodujesen las condiciones ambientales y de tensión de una serie de transitorios. Las metodologías aquí aplicadas son teóricas, basadas en fundamentos más o menos precisos, y aplicadas sobre dos localizaciones y un número reducido de transitorios que han pretendido ser los más habituales y representativos de un ciclo de carga de un central nuclear. Sin duda, un

estudio sobre un mayor número de localizaciones, materiales y transitorios podría arrojar nuevas conclusiones y/o corroborar las aquí expuestas.

El objetivo de estas metodologías es determinar el valor real del factor ambiental, sin ser excesivamente conservadores, y ajustando al máximo el procedimiento de cálculo, ya que pequeñas diferencias en el valor calculado del factor ambiental pueden tener importantes consecuencias sobre el daño a fatiga calculado sobre los componentes, y por ende, consecuencias en las acciones a tomar dentro de una central nuclear.

8.4. ANÁLISIS DE LAS METODOLOGÍAS POR PARES DE CARGA

En el apartado anterior se han comparado diferentes metodologías de análisis, todas ellas con características diferentes: unas fueron usadas de forma amplia en los primeros análisis (Metodología continua y Transitorio a transitorio), otras son metodologías que tienen una mayor acogida en la actualidad (Metodología EPRI, si bien el método Transitorio a transitorio sigue siendo aplicado de forma general) y otras han sido propuestas en esta tesis (Peak and Valley).

La comparación entre todas estas metodologías es compleja, ya que como se explicó en el Capítulo 7 algunas de ellas se soportan en bases teóricas con alguna deficiencia o su base justificativa es únicamente la opinión de un “panel de expertos”. A todo ello se une la dificultad de demostrar la exactitud de las diferentes metodologías mediante ensayos de laboratorio ya que la dispersión estadística de los propios ensayos de fatiga dificulta o hace prácticamente imposible este punto.

La metodología por pares de carga EPRI es actualmente la más utilizada en los cálculos, ya que se encuentra bendecida por este organismo de referencia internacional. Tal como se ha visto en el Capítulo 7, se ha propuesto una nueva metodología basada también en pares de carga, definida aquí como Rainflow-Rainflow (RF), la cual aprovecha la ventaja que ofrece el método por pares de carga EPRI, en el que el factor ambiental se calcula directamente sobre los pares de carga empleados en el cálculo del daño a fatiga (evitando errores de cálculo del método Transitorio por transitorio), pero además elimina alguna de las bases de cálculo con difícil justificación, como es que existan periodos de tiempo en los que el factor ambiental asociado puede ser aplicado a varios pares de carga.

A continuación se realizará un análisis comparativo de estos dos procedimientos, EPRI y RF, ambos basados en la metodología de pares de carga.

8.4.1. METODOLOGÍAS POR PARES DE CARGA: CASO PRÁCTICO

La evaluación del efecto ambiental se llevará a cabo sobre la localización crítica del *Blend Radius* de la tobera de Agua de Alimentación cuya configuración geométrica de este componente, así como su ubicación se encuentra definida en el Anexo I.

Los datos necesarios para llevar a cabo la evaluación del efecto ambiental son:

- Tipo de ambiente (o central nuclear): BWR
- Datos del estado tensional (en la localización crítica durante el periodo de análisis)
- Datos de temperatura (en la localización crítica durante el periodo de análisis)
- Datos del oxígeno disuelto del ambiente en el que se encuentra inmerso la localización de análisis durante el periodo de evaluación.
- Tipo de acero y composición química del acero (% en peso de S) de la localización de análisis.

En el caso tratado, los datos iniciales se muestran tanto en la Tabla 8.13 y en las Figuras 8.14 y Figura 8.15.

Tabla 8.13. Datos de partida necesarios para realizar la evaluación del efecto ambiental

Variable	Valor
Tipo de ambiente	BWR
Estado tensional	ver Figura 5.1
Temperatura	ver Figura 5.2
Datos de oxígeno disuelto	OD <0.07 ppm Salvo durante los arranques tras una parada de recarga donde OD > 0.5 ppm (ver Figura 5.3)
Tipo de acero	Acero inoxidable (ASTM 336)
% peso de S	N/A al tratarse de un inoxidable

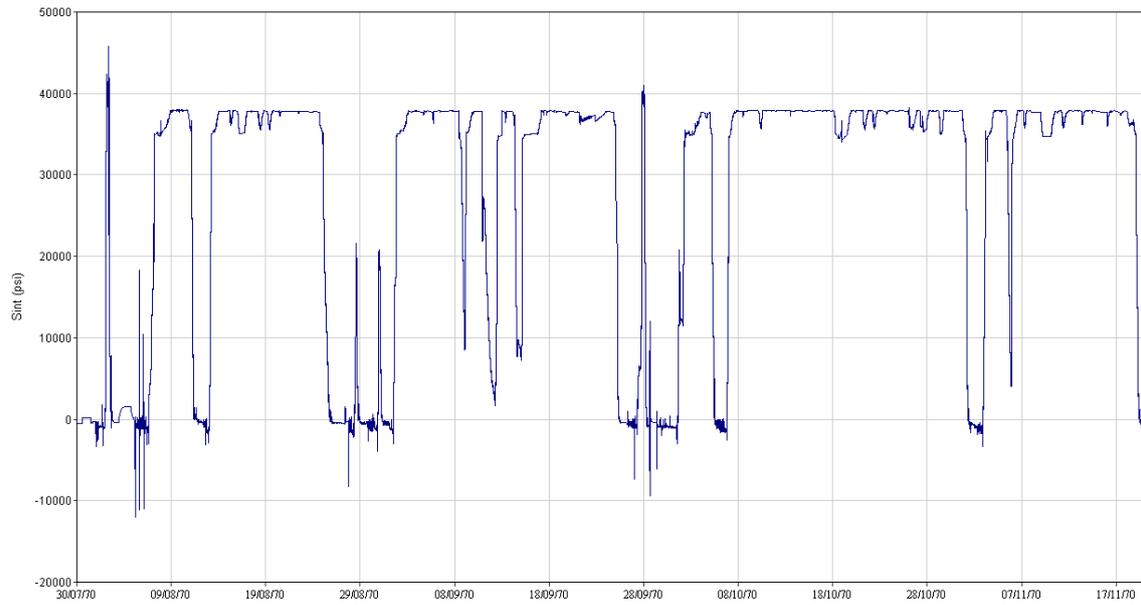


Figura 8.14. Estado tensional Sint (psi) de la localización de análisis

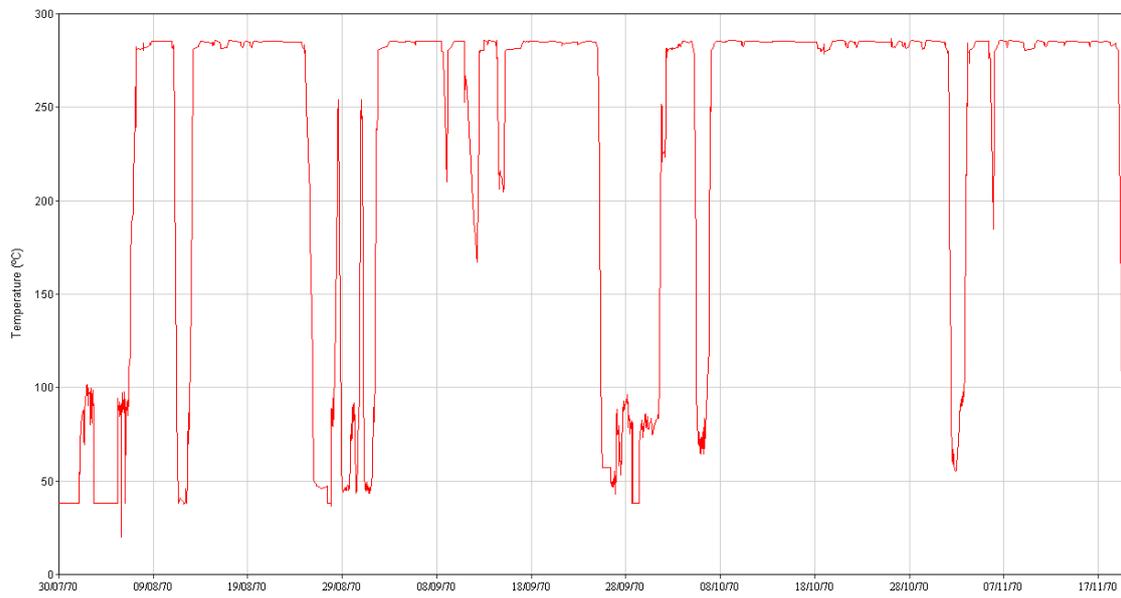


Figura 8.14. Temperatura en la localización de análisis

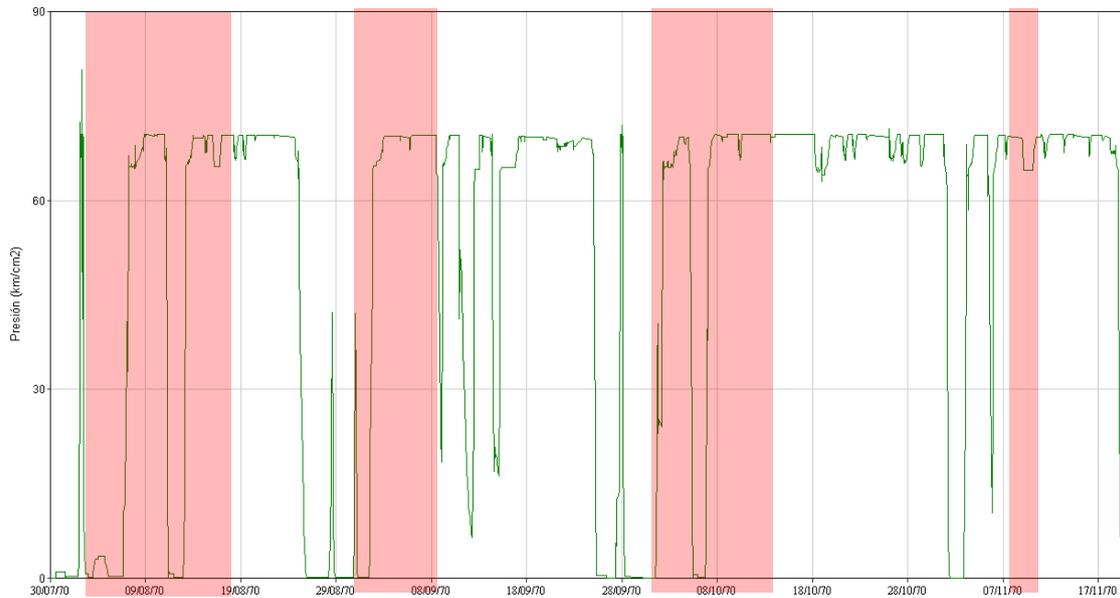


Figura 8.15. Periodos con concentración de oxígeno $OD > 0.5$ ppm (en rojo)

8.4.2. EXPRESIONES DEL FACTOR AMBIENTAL

Para el ejemplo de aplicación se van a considerar las expresiones del modelo ANL Revisado (modelo de referencia en diseños americanos):

$$F_{en} = \exp(0.734 T^* \cdot O^* \cdot \dot{\epsilon}^*) \quad (8.3)$$

siendo:

T^* , O^* y $\dot{\epsilon}^*$: valores según la temperatura, el oxígeno disuelto (OD) y la velocidad de deformación, definidos de la siguiente forma:

- $T^* = 0$ (T < 150 °C)
- $T^* = (T-150)/175$ (150 ≤ T < 325 °C)
- $T^* = 1$ (T ≥ 325 °C)
- $O^* = 0.281$ (cualquier concentración de OD)
- $\dot{\epsilon}^* = 0$ ($\dot{\epsilon} > 0.4 \text{ \%} \cdot \text{s}^{-1}$)
- $\dot{\epsilon}^* = \ln(\dot{\epsilon}/0.4)$ ($0.0004 \leq \dot{\epsilon} \leq 0.4 \text{ \%} \cdot \text{s}^{-1}$)
- $\dot{\epsilon}^* = \ln(0.001)$ ($\dot{\epsilon} < 0.0004 \text{ \%} \cdot \text{s}^{-1}$)

En ambos casos se requiere del conocimiento de los valores de temperatura y velocidad de deformación. La temperatura es conocida a lo largo del periodo de análisis, tal como se ha mostrado en la Figura 8.14. En el caso de la velocidad de deformación, los valores se obtienen de forma rápida, aplicando la expresión siguiente:

$$\dot{\varepsilon} = \frac{(\sigma_i - \sigma_{i-1})/E}{\Delta t} \quad (8.4)$$

siendo:

- σ : tensión en términos de intensidad de tensiones en el instante i e $(i-1)$, ver Figura 8.14.
- E : módulo de elasticidad a la temperatura mínima, T_{\min} , en el instante de tiempo actual (i) y previo ($i-1$).
- Δt : incremento de tiempo en el Punto i , $\text{seg} = t_i - t_{i-1}$

El contenido de oxígeno disuelto para este tipo de material es un parámetro constante, $OD=0.280$.

8.4.3. PROCEDIMIENTO DE EVALUACIÓN

El procedimiento de evaluación para este ejemplo será el definido como *Integrated Strain Rate (VDI)* [18], tal como se explicó en el apartado 7.1.3. Se ha seleccionado este procedimiento ya que su complejidad en la aplicación es la mayor de todas, y por tanto, su conocimiento permite el uso de los otros procedimientos de forma fácil.

8.4.4. METODOLOGÍA DE CONTEO

La metodología de análisis está relacionada con la metodología de conteo de ciclos. En este caso se va a utilizar la metodología *Rainflow*, por ser la más extendida en los análisis a fatiga y entre los sistemas de monitorización de daño acumulado. Cualquier otro tipo de metodología de conteo implica variaciones en la evaluación del efecto ambiental, pero siempre siguiendo un paralelismo con la aquí mostrada, *Rainflow*.

En la Figura 8.16 se muestran los puntos de tensión significativos, esto es, los picos y valles de tensión, que son utilizados para el conteo de ciclos. En la Figura 8.17 se muestran los valores de estos picos y valles de forma secuencial.

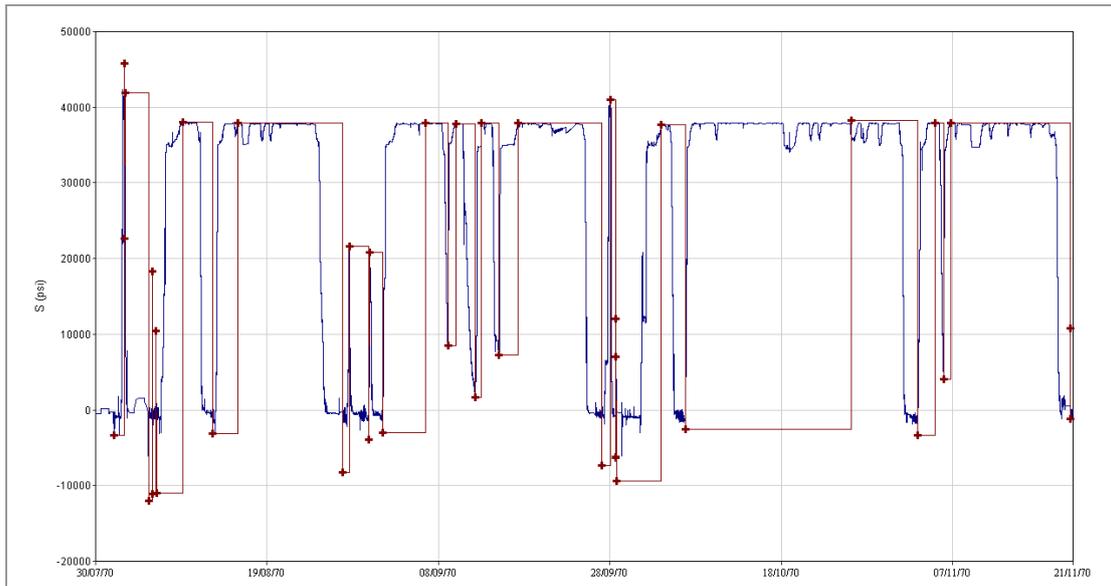


Figura 8.16. Valor de tensión y Picos y Valles (P&Vs) durante el ciclo de análisis

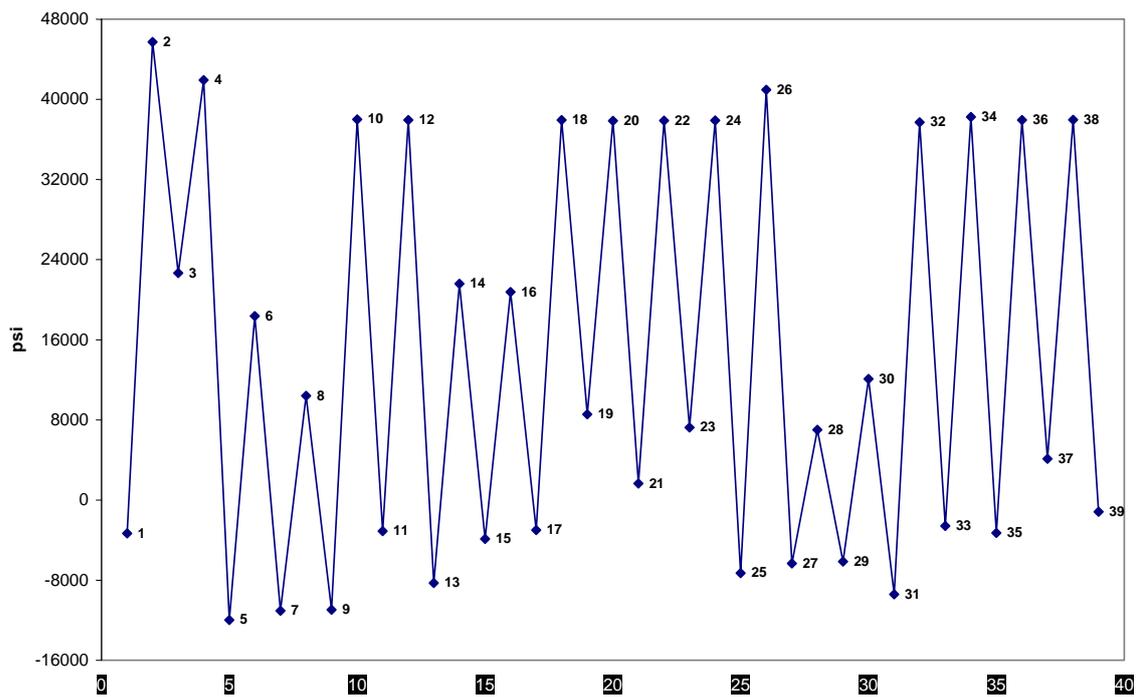


Figura 8.17. P&Vs durante el ciclo de análisis de forma secuencial

En la Figura 8.18 se muestran de nuevo estos puntos significativos pero de forma ordenada, esto es, comenzando por el menor de los valores de tensión (valle, punto 5). En la Tabla 8.14 figuran los valores de tensión (en psi) de todos los valles y picos de este periodo de análisis.

8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

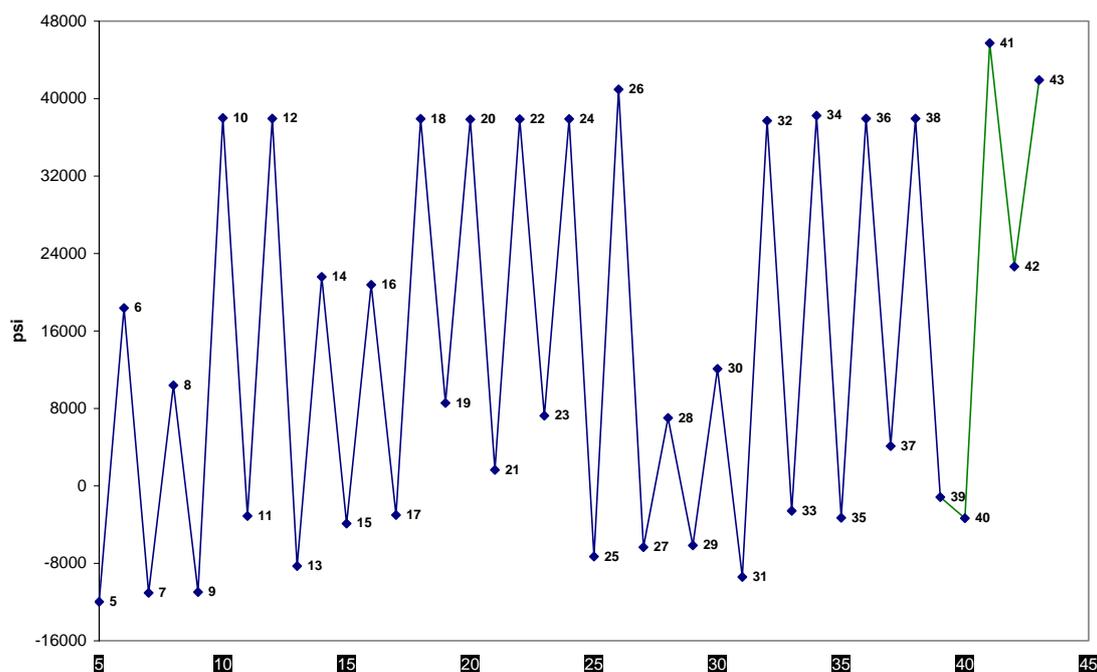


Figura 8.18. P&Vs durante el ciclo de análisis de forma secuencial y ordenada para el *Rainflow* (comenzando por el valle menor)

Tabla 8.14. Valores de tensión de los puntos significativos de tensión

P&V	Valor psi								
5	-11983.1	13	-8282.63	21	1636.07	29	-6160.34	37	4110.29
6	18356.3	14	21578.6	22	37865.6	30	12078.1	38	37937.3
7	-11064.6	15	-3895.2	23	7237.02	31	-9422.13	39	-1177.35
8	10388.4	16	20765.4	24	37883.1	32	37698.3	40	-3335.13
9	-10969.7	17	-3010.57	25	-7302.57	33	-2594.82	41	45725
10	37990.3	18	37916.8	26	40939.9	34	38236.3	42	22649.9
11	-3115.7	19	8548.65	27	-6346.24	35	-3301.14	43	41905.9
12	37934.4	20	37850.6	28	7006.98	36	37927		

El análisis del factor ambiental se realiza en periodos de deformación creciente, esto es, entre un valle y un pico. Se evalúan por tanto los ciclos “crecientes” (1/2 ciclos) tal como efectúa la metodología de conteo *Rainflow*. Los ciclos con velocidad de deformación decreciente (1/2 ciclos) se obtendrían de forma similar, pero su valor del efecto ambiental sería nulo, esto es, $F_{en} = 1$.

En la Figura 8.19 se muestra la ejecución del método de conteo *Rainflow*, sobre los tramos del semiciclo creciente (desde el valle al pico). En la Tabla 8.15 se muestra el resumen de los ciclos (semiciclos) obtenidos al aplicar dicha metodología de conteo.

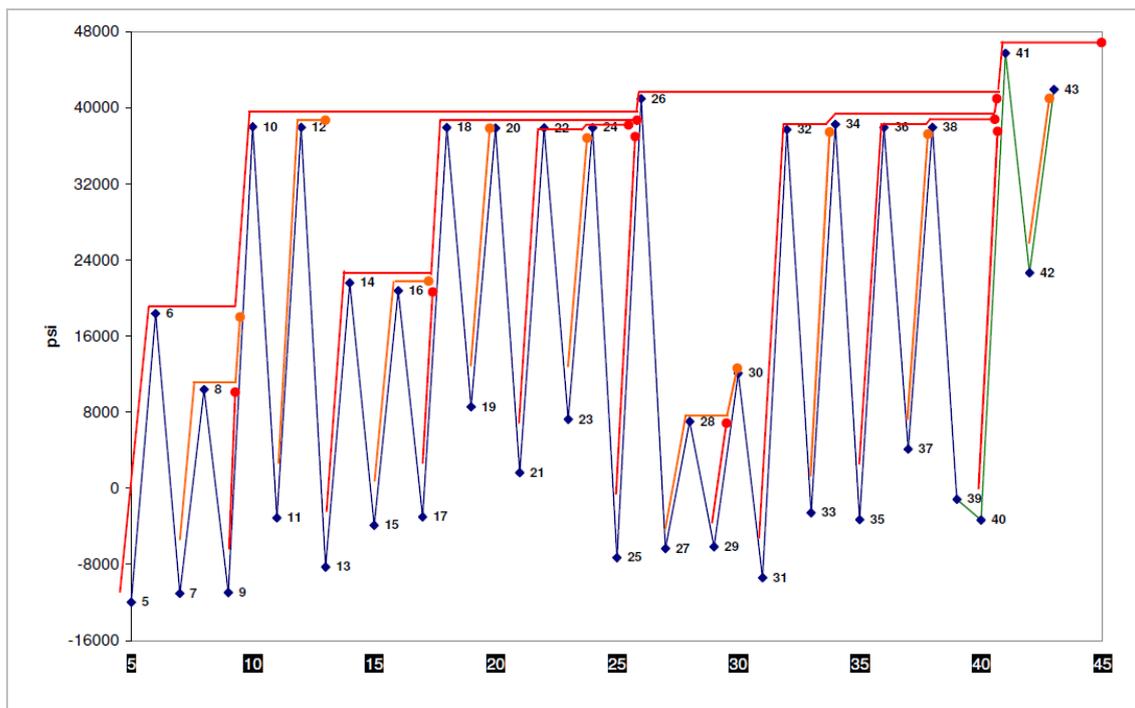


Figura 8.19. Ciclos con strain rate positivo, obtenidos al aplicar la metodología de conteo Rainflow

Tabla 8.15. Valores de tensión de los puntos significativos de tensión

$\frac{1}{2}$ Ciclo	Secuencia P&V	$\frac{1}{2}$ Ciclo	Secuencia P&V
1	5 - 6 - (6') - 10 - (10') - 26 - (26') - 41	11	25 - (24')
2	7 - 8 - (8') - (6')	12	27 - 28 - (28') - 30
3	9 - (8')	13	29 - (28')
4	11 - 12	14	31 - 32 - (32') - 34 - (34') - (26')
5	13 - 14 - (14') - 18 - (18') - (10')	15	33 - (32')
6	15 - 16 - (16') - (14')	16	35 - 36 - (36') - 38 - (38') - (34')
7	17 - (16')	17	37 - (36')
8	19 - 20	18	40 - (38')
9	21 - 22 - (22') - 24 - (24') - (18')	19	42 - 43
10	23 - (22')		

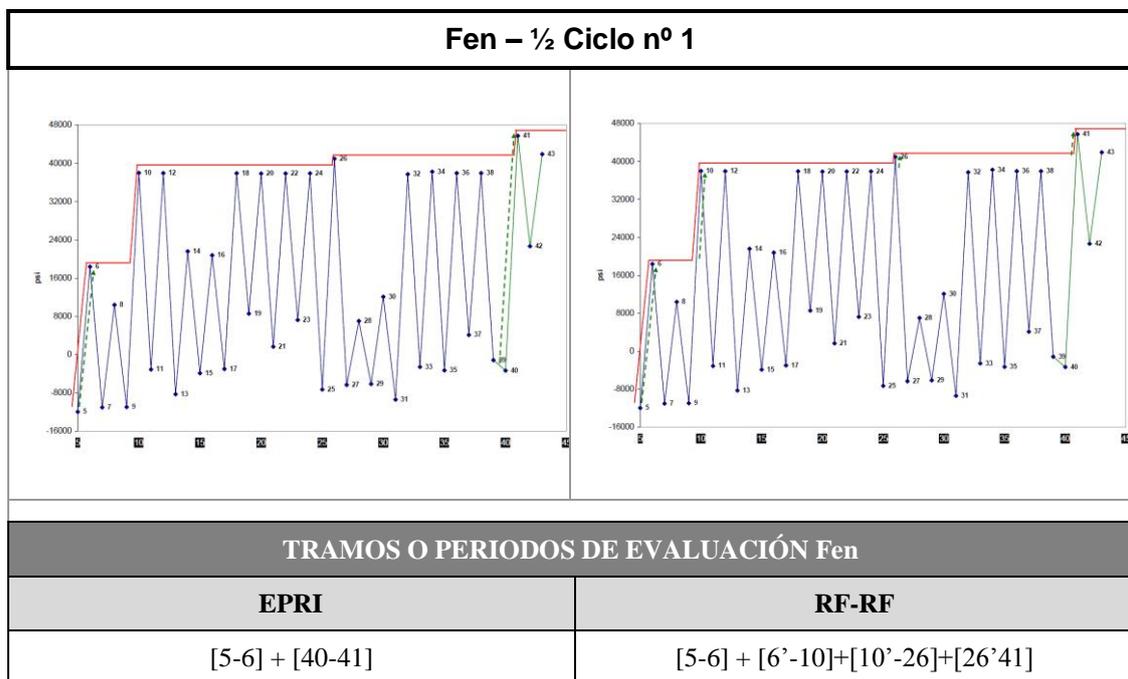
8.4.5. APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA DE PARES DE CARGA: EPRI VS RF

A continuación se muestra el cálculo del factor ambiental en cada uno de los ciclos obtenidos (ver Tabla 8.15) aplicando la metodología de pares de carga EPRI y RF. En ambos casos se va a optar por integrar e implementar la ecuación (8.5) en los periodos de tiempo entre los picos y valles consecutivos que aplique a cada metodología.

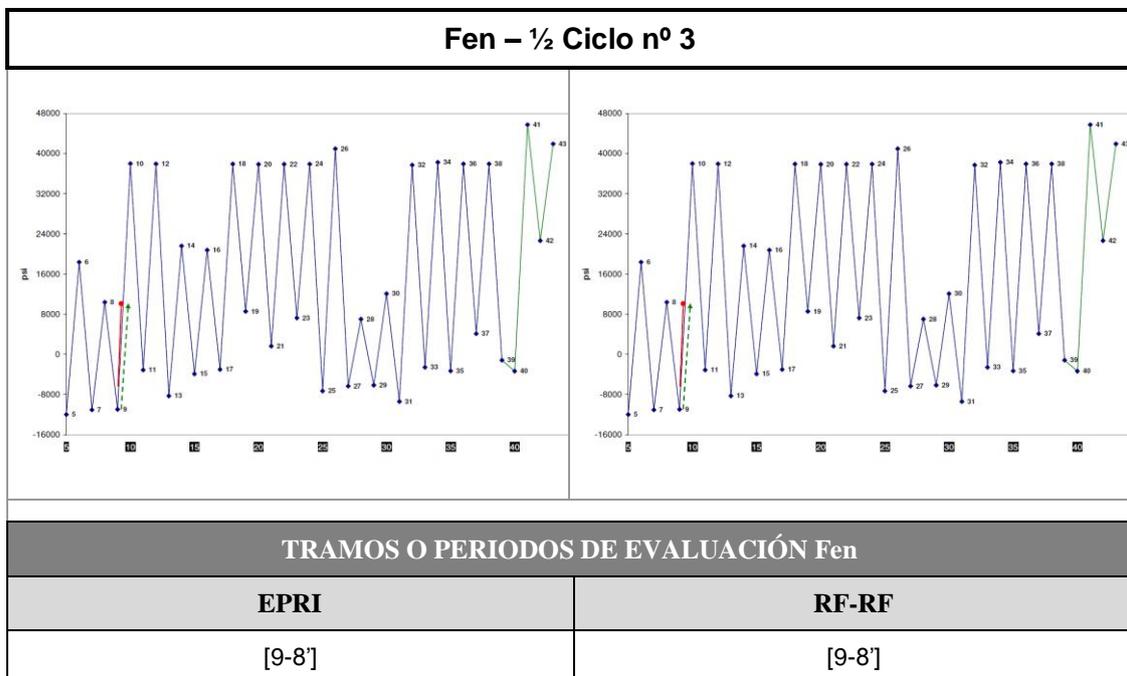
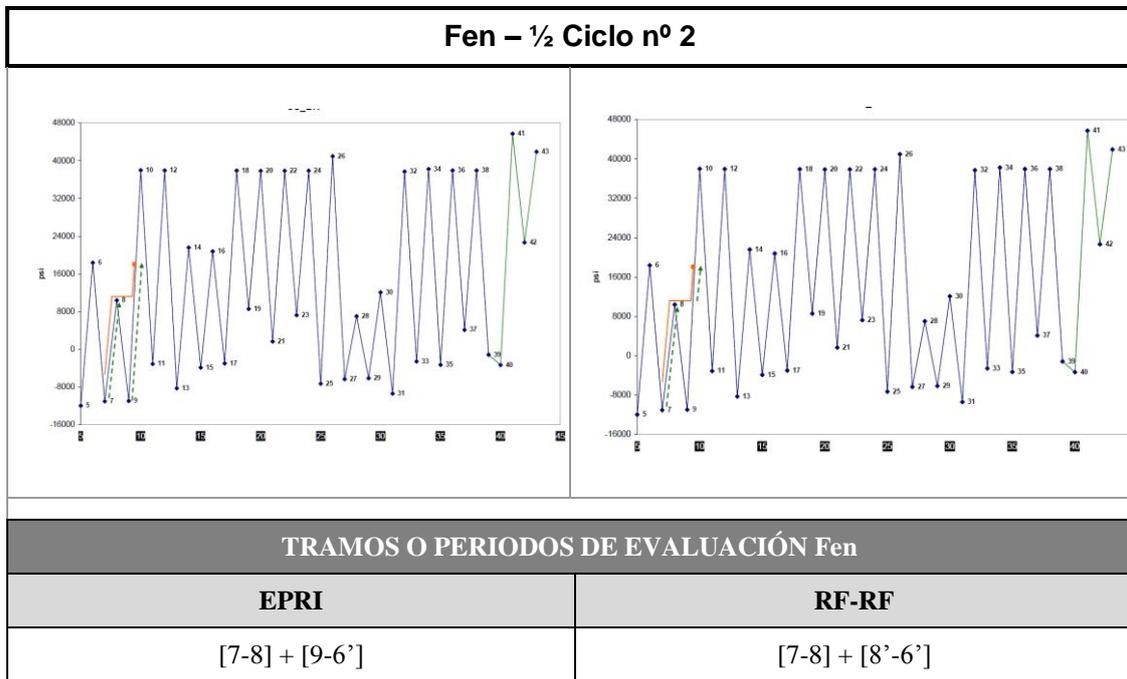
$$F_{en} = \frac{\sum_{i=2}^n F_{en,i} \Delta \varepsilon_i}{\sum_{i=2}^n \Delta \varepsilon_i} \quad (8.2)$$

El término F_{en} de la ecuación anterior será el correspondiente al modelo empleado en el cálculo, esto es, el modelo ANL REV. [13,17]. Tal como se había comentado anteriormente, para poder aplicar estas expresiones es necesario conocer para el caso de aceros inoxidables, la temperatura y el estado tensional en la localización de análisis (Figura 8.14 y Figura 8.15). En los diferentes incrementos de tiempo en los que se divide el periodo de análisis (se ha escogido 10 segundos) se calcula el $F_{en,i}$, con el que se evalúa el F_{en} global (8.2) en todo el periodo de interés.

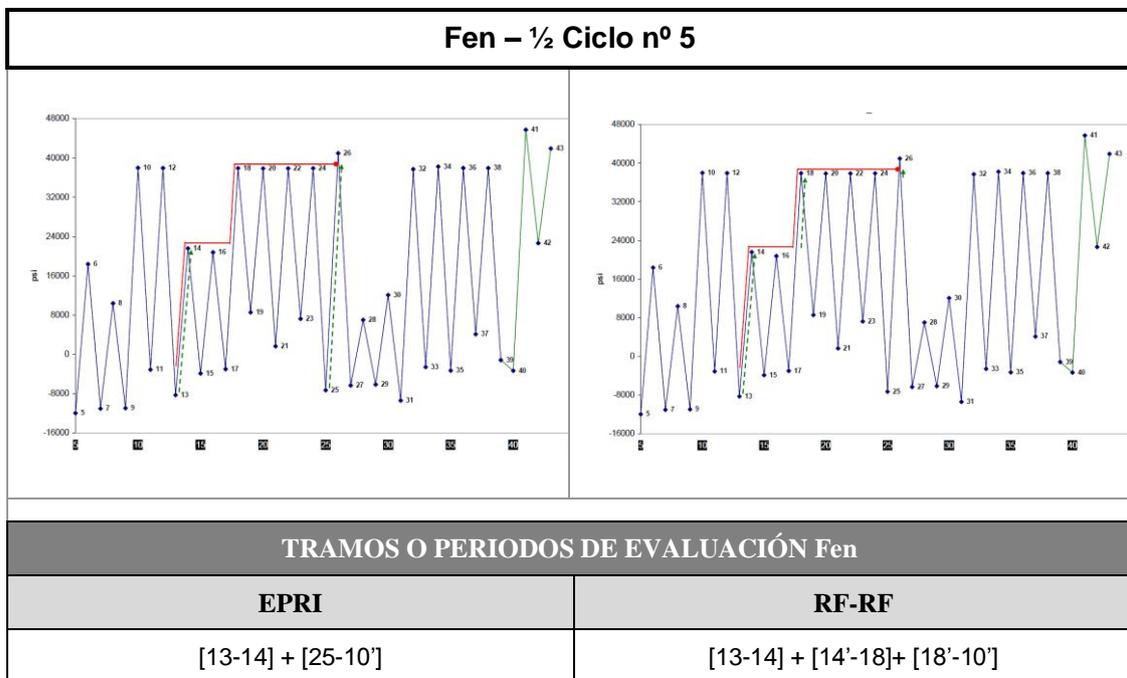
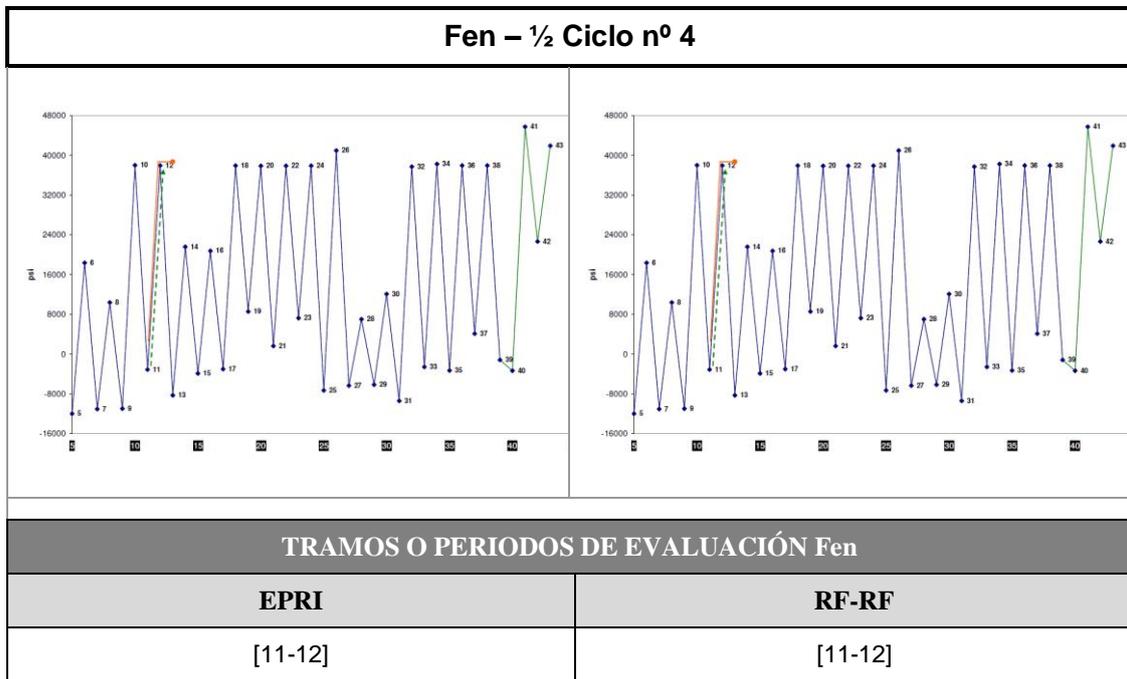
A continuación se muestran los diferentes ciclos contabilizados en el periodo de análisis, mostrando en rojo los tramos por donde circula la “gota de agua” del método *Rainflow*, y en verde los intervalos de tiempo en los que se ha de analizar el efecto ambiental, según las dos metodologías por pares de carga que aquí se comparan.

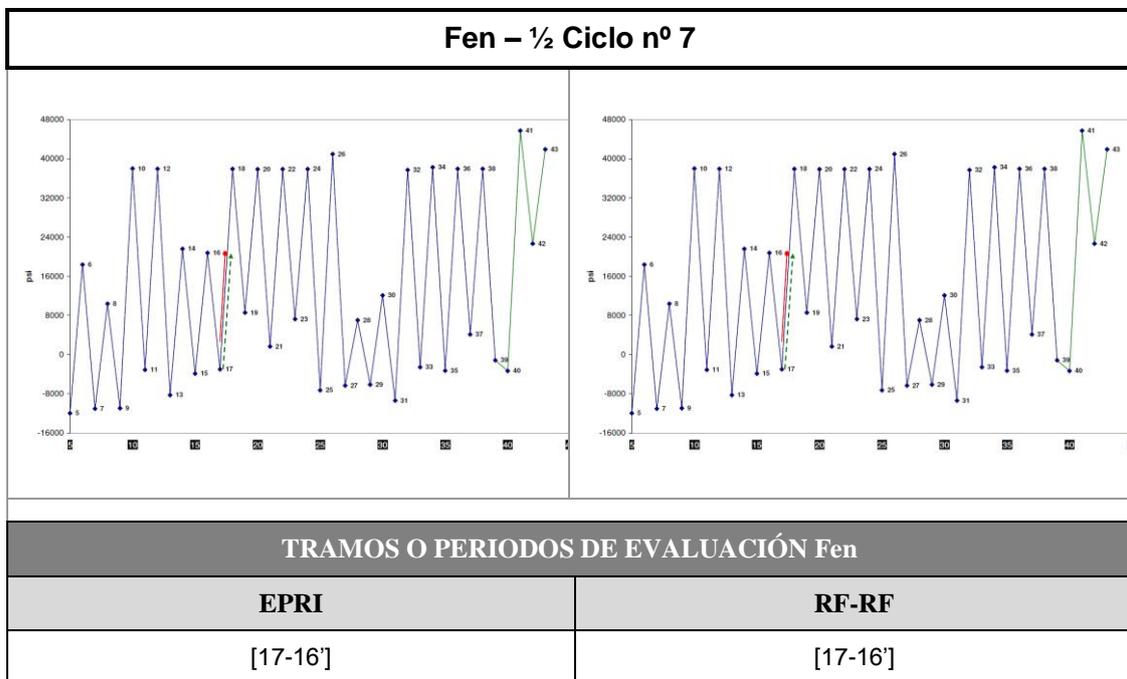
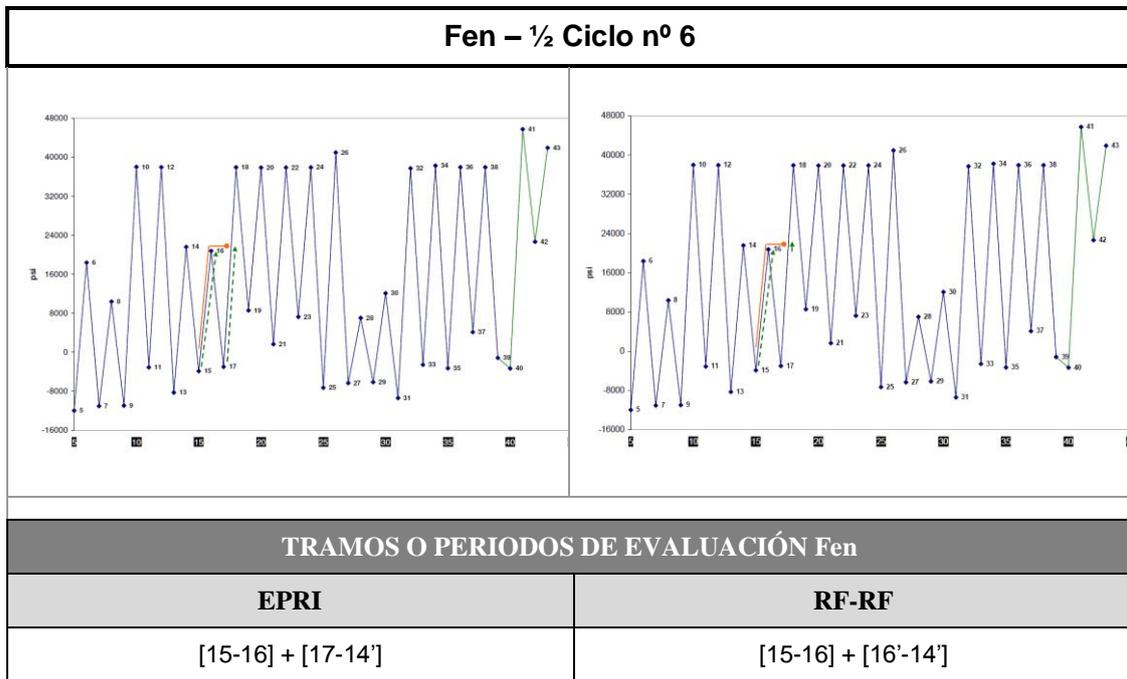


8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

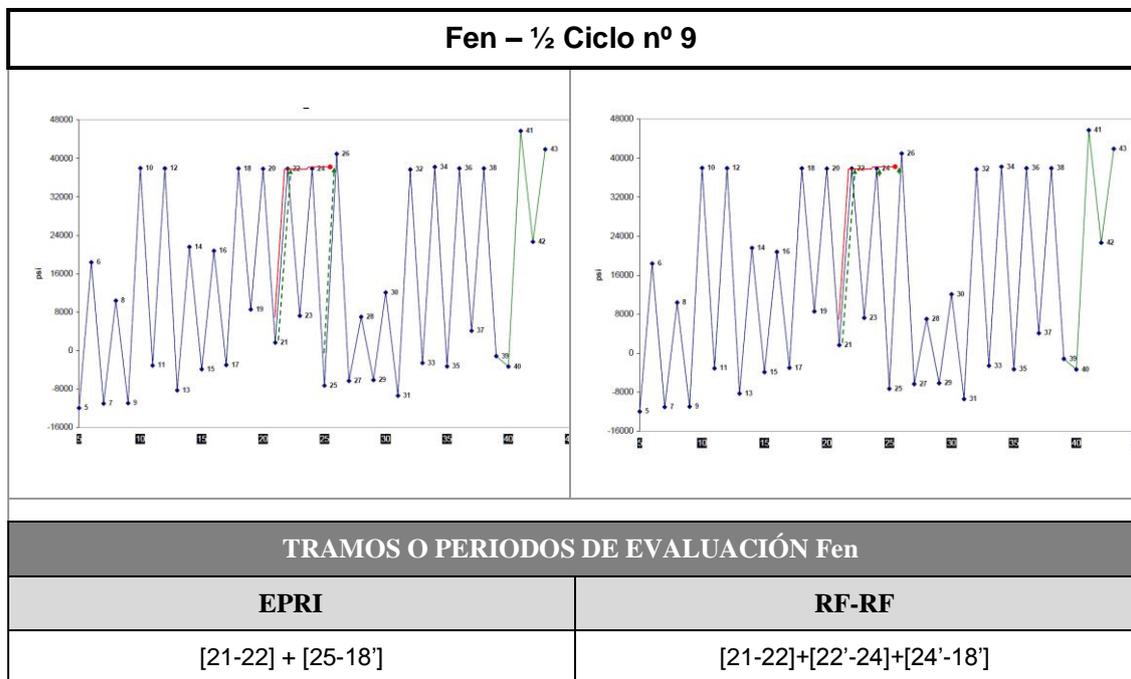
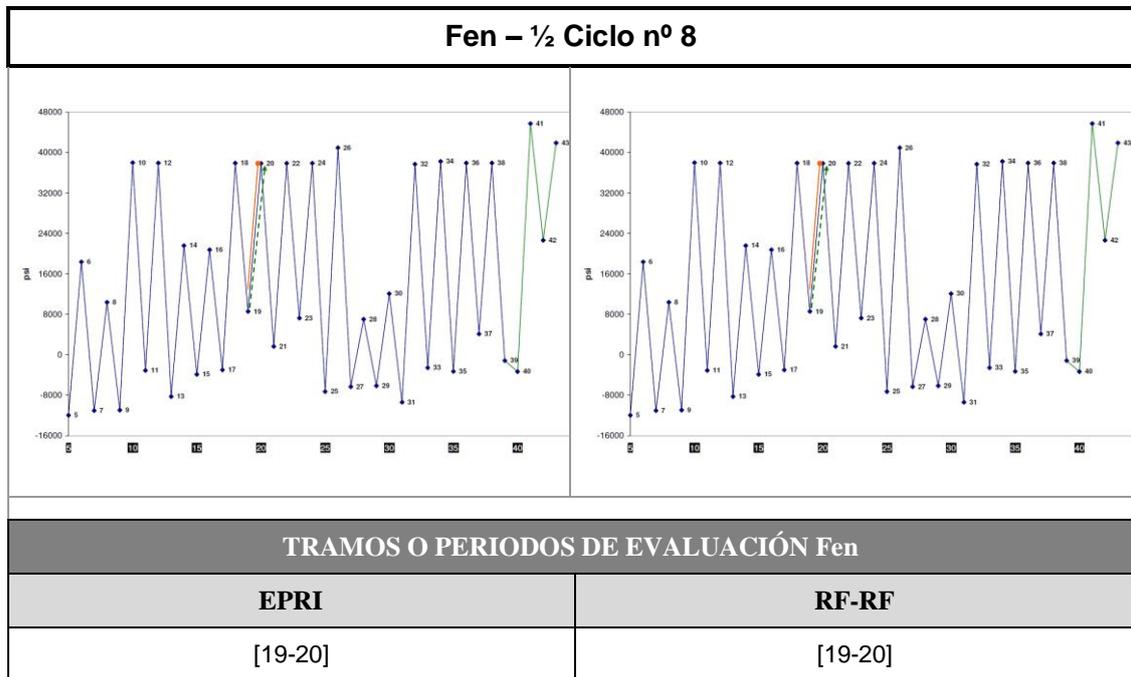


8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental

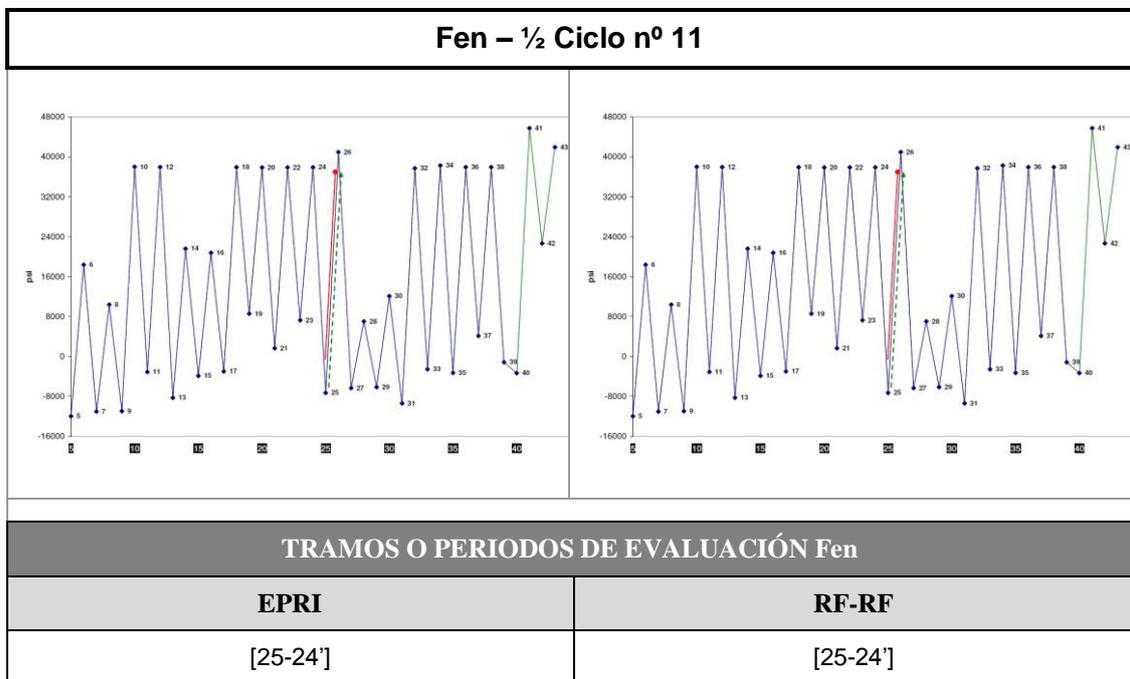
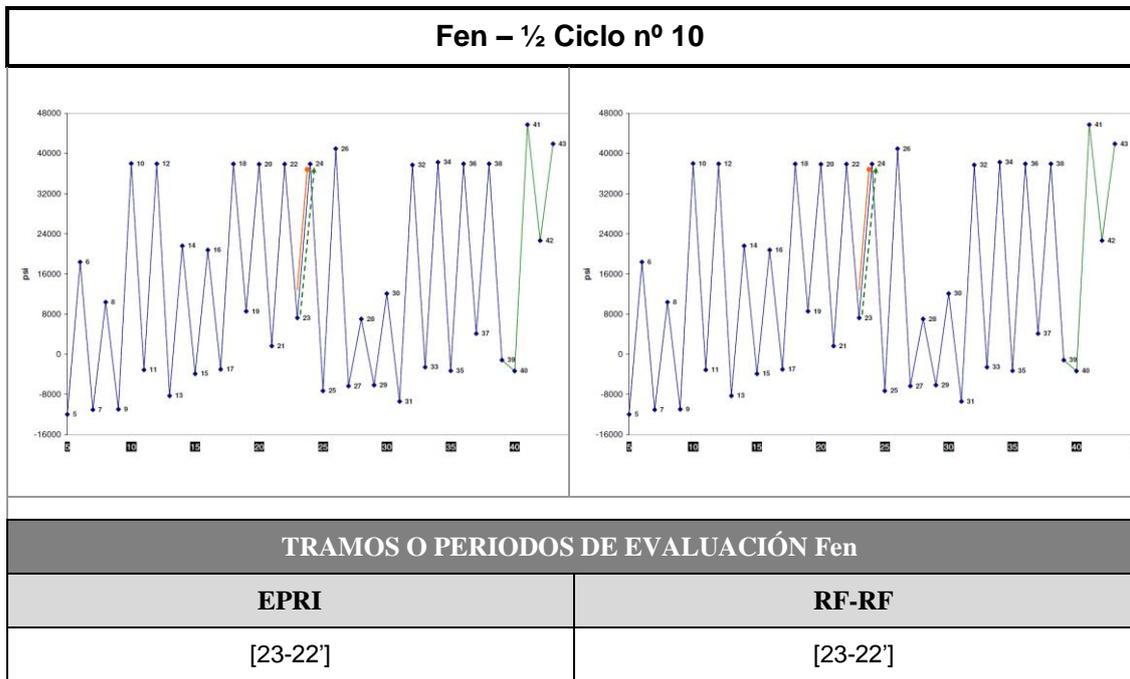




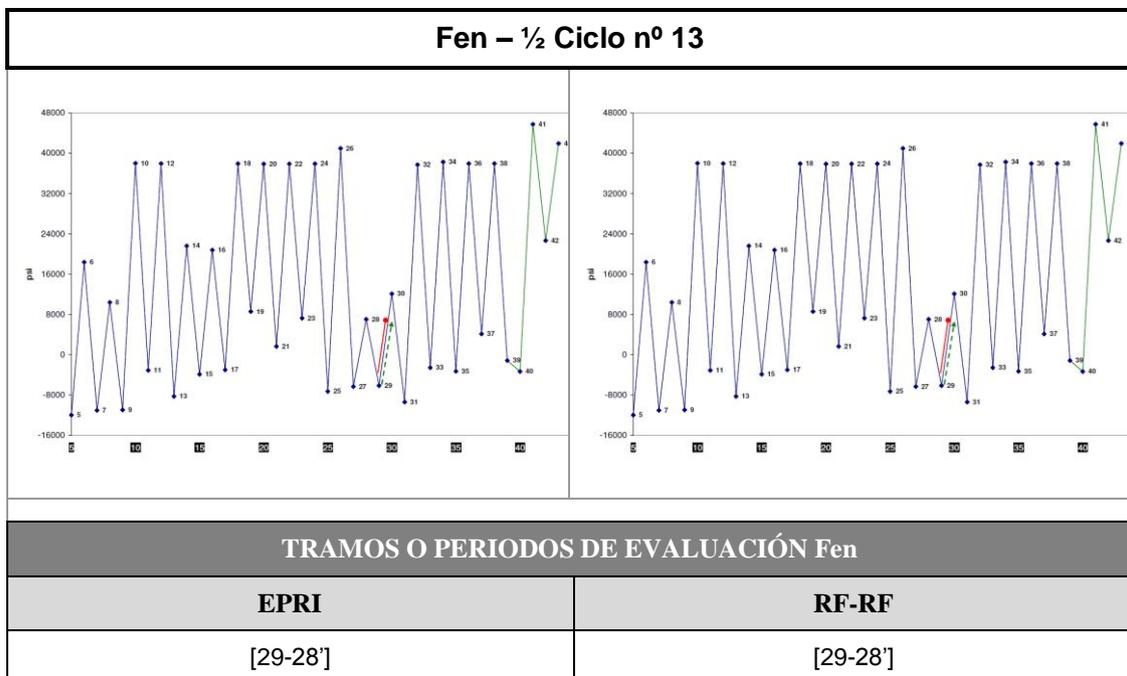
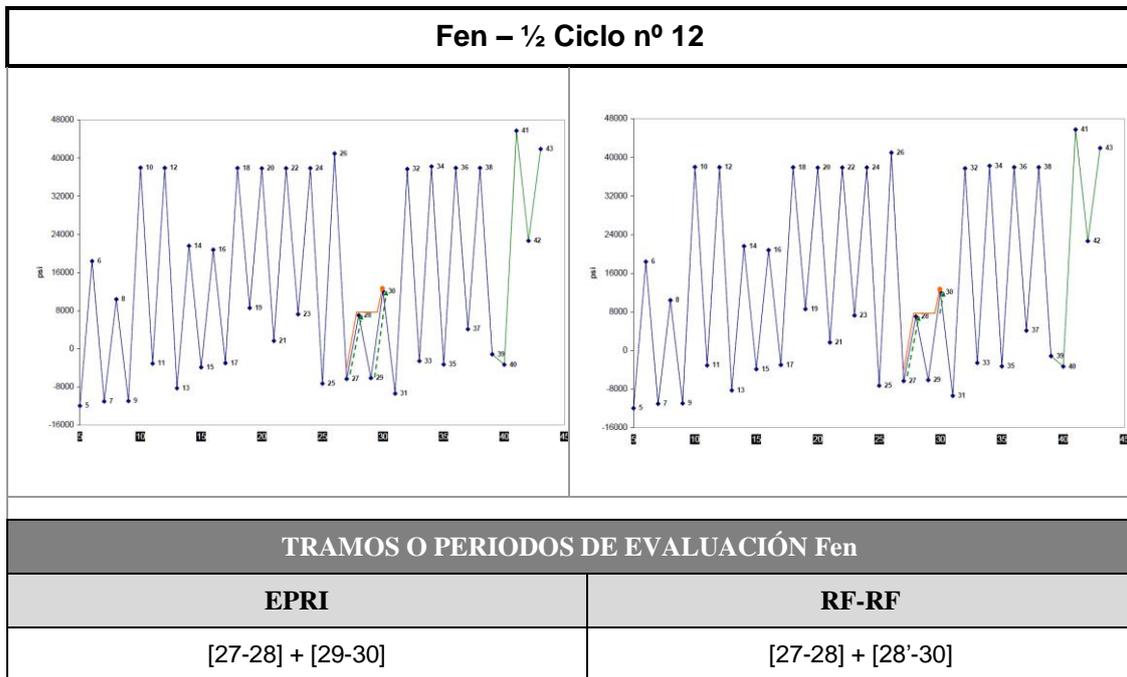
8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental



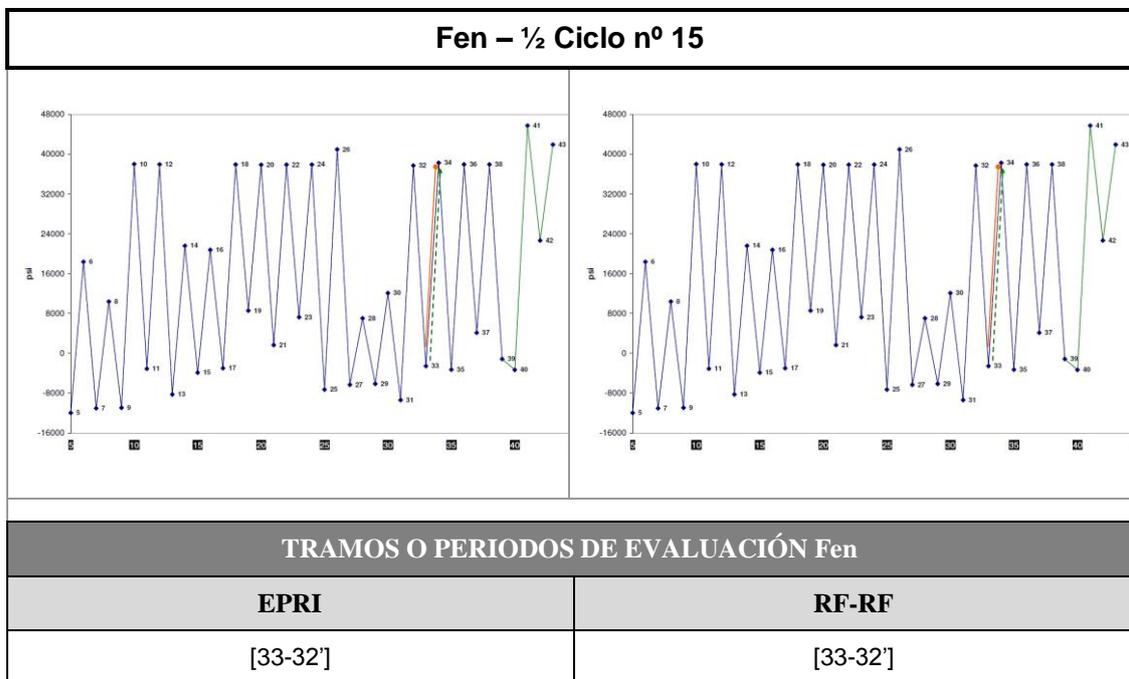
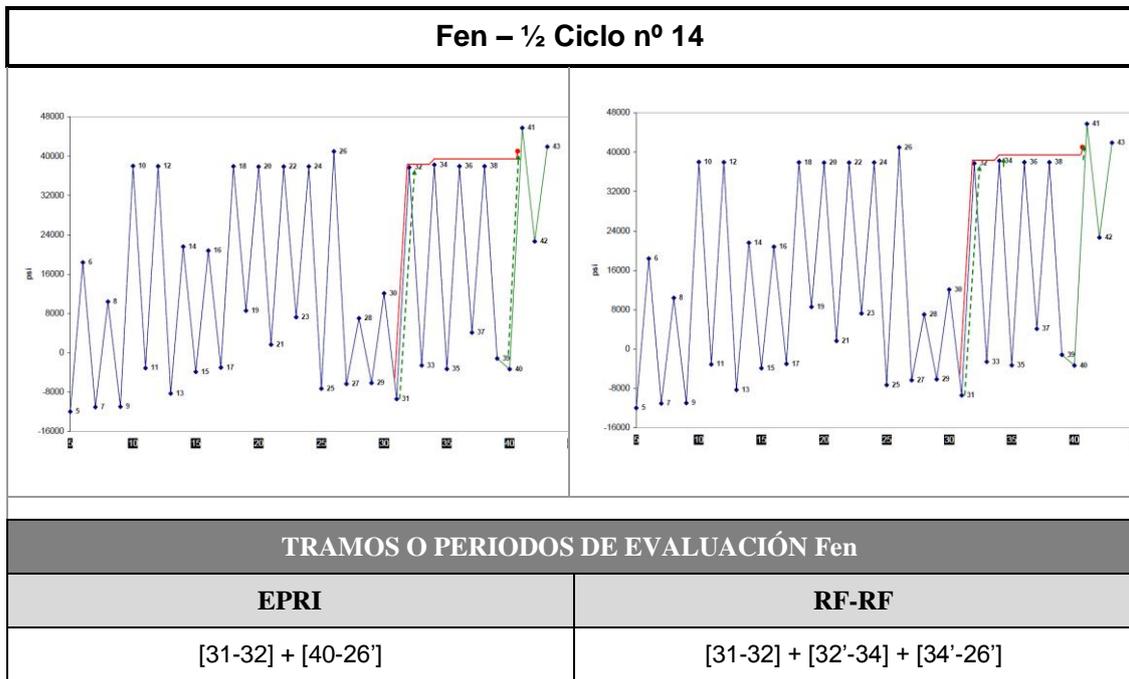
8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental



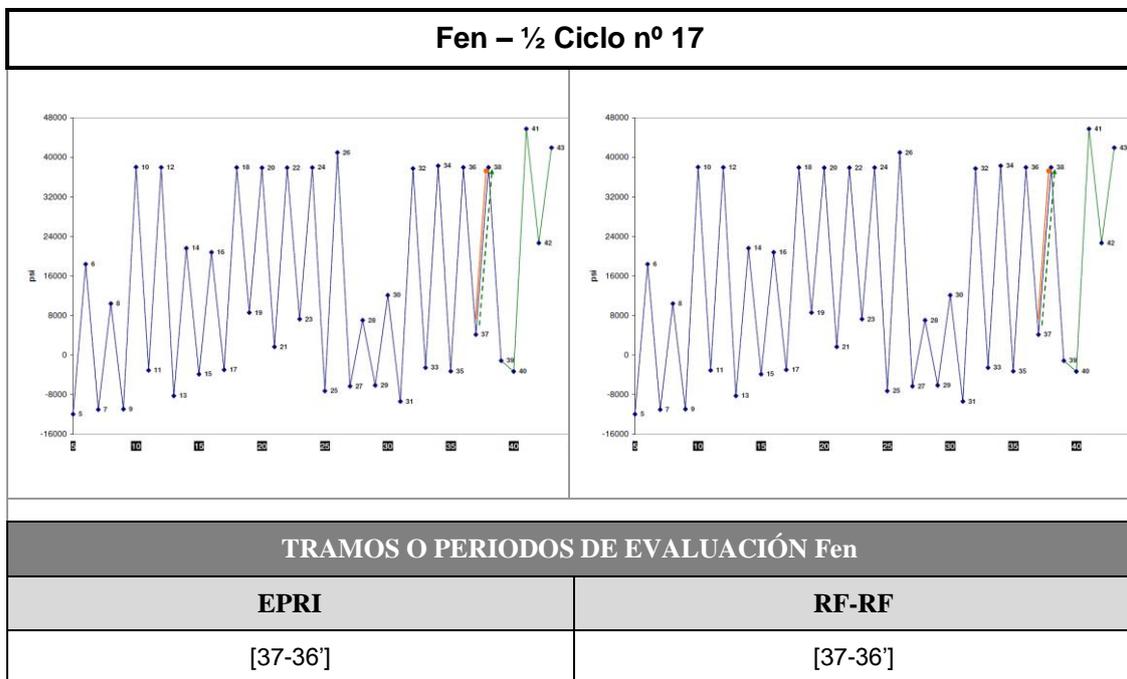
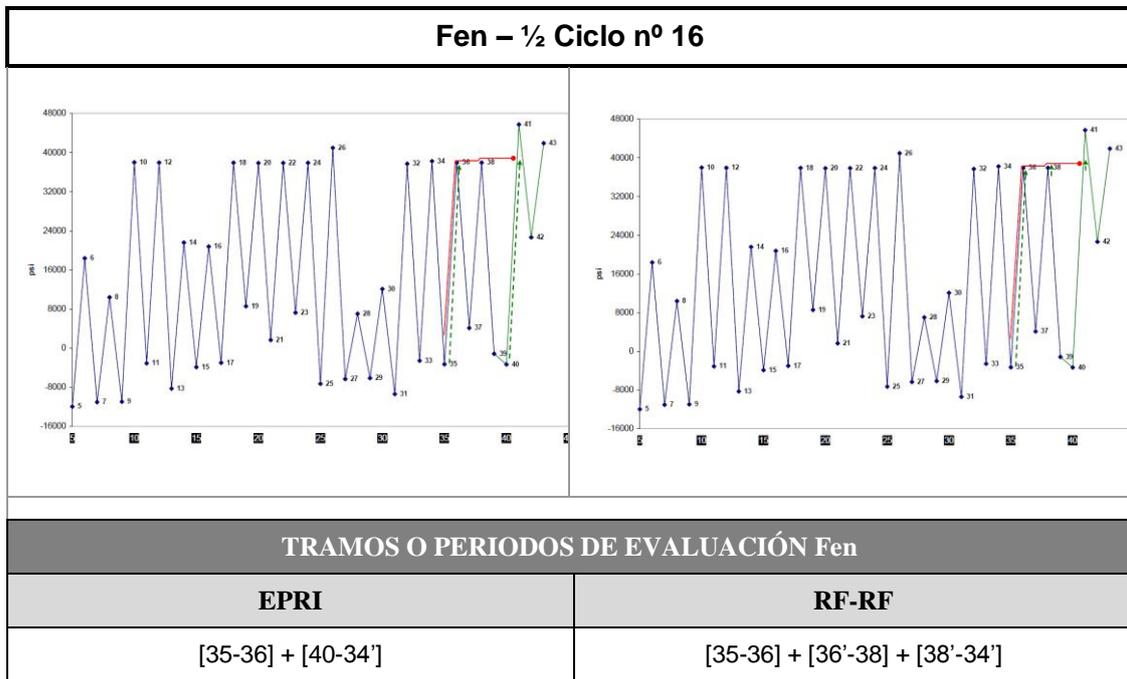
8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental



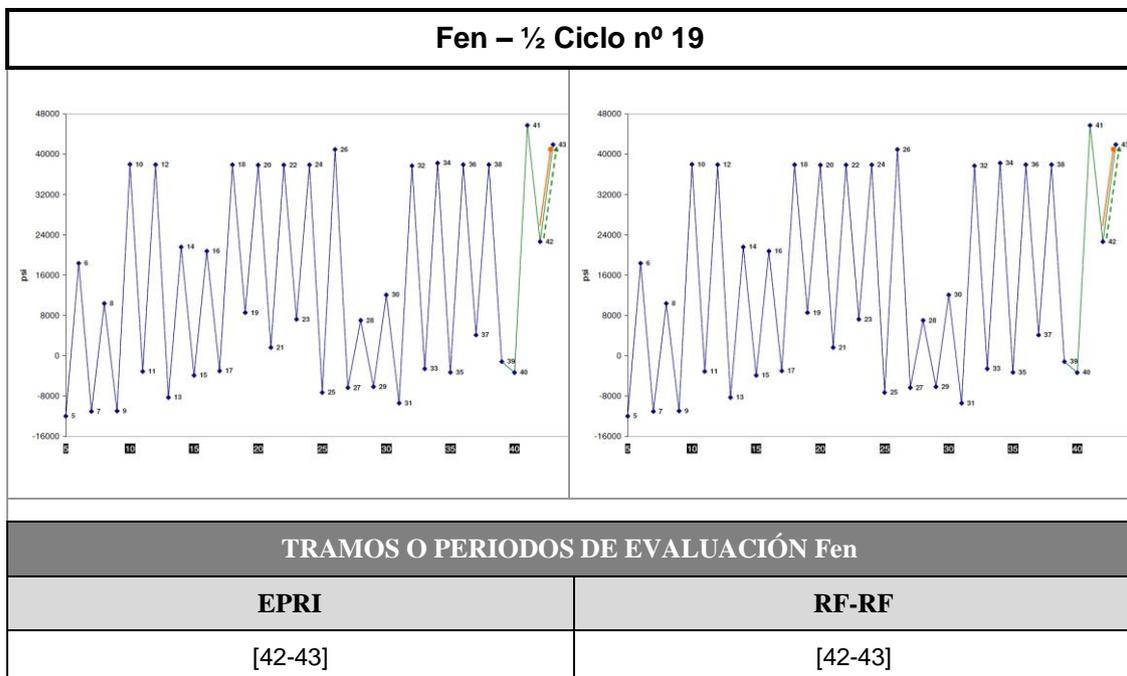
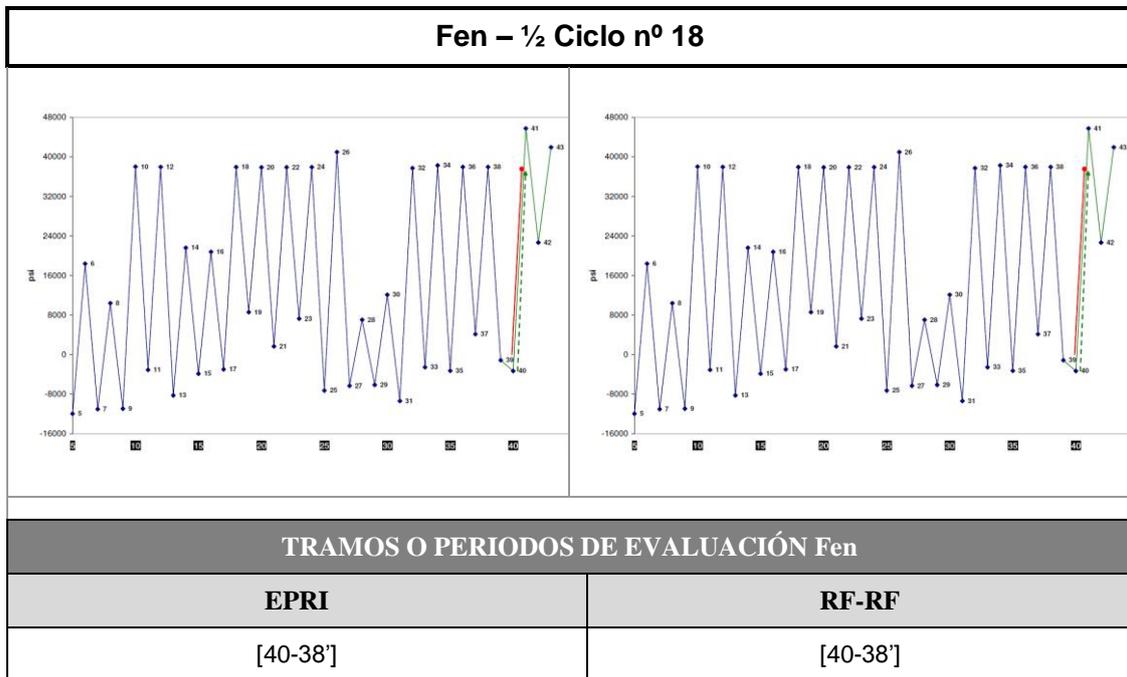
8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental



8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental



8. Análisis comparativo de las metodologías de evaluación del efecto ambiental



8.4.6. EVALUACIÓN DEL EFECTO AMBIENTAL

En la Tabla 8.16 se muestran los valores del factor ambiental (F_{en}) obtenidos en los diferentes ciclos (semi-ciclos) previamente computados mediante las metodologías planteadas, EPRI y RF.

Tabla 8.16. Resultados del factor ambiental F_{en} en el periodo de análisis

N° ciclo	F_{en}	
	EPRI	RF-RF
1	2.08	3.67
2	2.64	2.79
3	2.52	2.52
4	5.06	5.06
5	2.56	4.58
6	3.99	4.00
7	3.99	3.99
8	7.00	7.00
9	3.51	5.92
10	6.87	6.87
11	2.08	2.08
12	2.02	2.08
13	1.00	1.00
14	3.46	5.21
15	5.64	5.64
16	3.86	5.73
17	6.51	6.51
18	2.08	2.08
19	1.00	1.00

8.4.7. DISCUSION DE LAS METODOLOGÍAS DE PARES DE CARGA (III)

Las metodologías por pares de carga, EPRI y RF, ofrecen resultados muy parecidos en la mayoría de los ciclos. Sin embargo, hay que tener en consideración que muchos de los ciclos de análisis son idénticos en ambas metodologías (ciclos 3, 4, 7, 8, 10, 11, 13, 15, 17, 18 y 19). Únicamente ocho de los 19 ciclos analizados presentan diferencias según se aplique la metodología EPRI o RF.

Si se analiza en detalle las gráficas anteriores, se observa como los ciclos 1, 5, 9, 14 y 16 muestran periodos de análisis muy diferentes según la metodología de pares de ciclos escogida. Los resultados obtenidos para estos ciclos, tal como se aprecia en la Tabla 8.16, también presentan valores de factor ambiental con notables diferencias entre el método EPRI y el RF (Ciclo 1-[2.08 vs 3.67]; Ciclo 5-[2.56 vs 4.58]; Ciclo 9 -[3.51 vs 5.92]; Ciclo 14-[3.46 vs 5.21];

Ciclo 16-[3.86 vs 5.73]). Los valores del factor ambiental que se obtienen con la metodología RF en estos ciclos son casi el doble que los obtenidos con la metodología EPRI.

Hay que tener en consideración que la metodología por pares de carga EPRI únicamente considera en su evaluación del efecto ambiental los periodos cercanos al valle y pico que conforman el ciclo, y no tiene en consideración otros posibles periodos intermedios, situación que sí se considera en las metodologías de conteo de ciclos. La metodología por pares de carga RF sí considera posibles periodos intermedios entre el valle y pico que conforma el ciclo, ya que analiza los mismos tramos que son determinados por la metodología de conteo de ciclos (en este caso la metodología de conteo Rainflow (RF)). Por ello la diferencia de valores entre la metodología EPRI y RF en alguno de los ciclos evaluados anteriormente (ver Tabla 8.16) se debe a la influencia que tienen los periodos intermedios, analizados en la metodología RF y obviados en la metodología EPRI.

La notable influencia de estos periodos intermedios, tal como se ha comprobado, requiere un análisis teórico más riguroso de la metodología por pares de carga EPRI, o al menos, una justificación más extensa y razonada que el criterio de un “panel de expertos”.

La metodología RF que como se ha comentado aprovecha alguna de las ventajas que ofrece el método por pares de carga EPRI y además elimina alguna de las bases de cálculo con difícil justificación, presenta valores más elevados que la metodología EPRI. Hay que recordar que con esta metodología (EPRI) para el caso del *Blend Radius* de la tobera de AA se obtenían valores también inferiores a la otra metodología aquí propuesta, Peak and Valley (ver Tabla 8.12).

En definitiva, la metodología RF parece tener una fácil aplicación práctica para sistemas de monitorización, y su justificación, en base por ejemplo a análisis de los ciclos de histéresis que generan las tensiones alternas, parece ser más sólida que la metodología por pares de carga EPRI. En referencia a los resultados obtenidos, parece que la metodología RF ofrece resultados que pueden diferir de los obtenidos con la metodología EPRI. Afirmar que los resultados del factor ambiental son mayores con la metodología RF que con la metodología EPRI parece a priori arriesgado, si bien, sí se confirma el efecto que tiene la consideración de periodos de análisis intermedios. Una evaluación más detallada y con mayor número de ciclos y componentes permitirá valorar cuan de conservadora (o no) es la metodología RF y en que situaciones.

9. CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

9.1. CONCLUSIONES

Uno de los objetivos de este documento es servir de guía de referencia para los ingenieros que realicen evaluaciones a fatiga de componentes en centrales nucleares.

En la primera parte del trabajo se ha estudiado en profundidad los procedimientos habituales de calculo tensional necesarios para los análisis convencionales del daño a fatiga aplicados a los actuales sistemas de monitorización de fatiga. Las principales conclusiones que se extraen son las siguientes:

- El análisis real de tensiones, que supone trabajar con las seis componentes del tensor de tensiones, es la metodología apropiada para la evaluación tensional de los componentes. Se ha podido comprobar cómo la simplificación de trabajar con métodos basados en una componente de tensión (S_{INT}) y el acoplamiento tensional de la misma, genera ciertas diferencias en el valor del factor de uso de fatiga, pudiendo infravalorar el resultado final, situación que no es permitida en ninguna área de la ingeniería, pero especialmente en el área nuclear al no estar del lado de la seguridad.
- El nivel de exactitud que se consigue obtener en los resultados finales de los cálculos tensionales es muy alto. El empleo de las seis componentes de tensión para realizar una evaluación real de las tensiones evita cualquier tipo de simplificación que se puede generar al utilizar una única componente de tensión y una metodología basada en el acoplamiento tensional.
- Las tensiones TIPO II, esto es, aquellas que implican su cálculo a través de Funciones de Green, requieren que éstas sean trasladadas al origen en el instante inicial. Se ha demostrado, para los casos aquí estudiados, que los valores obtenidos son más realistas, conduciendo a una reducción del factor de uso de fatiga incluso superior al 50% respecto al valor obtenido si no se hace esta corrección.
- Las recomendaciones dadas en esta tesis sobre la traslación de las funciones de Green al origen suponen un refinamiento importante en el cálculo tensional.
- En el caso no recomendado de estar obligados a utilizar Funciones de Green basadas en un único parámetro, S_{INT} , puede ocurrir que su evaluación conduzca a resultados erróneos si los valores de las tensiones principales cambian a lo largo del transitorio escalón

empleado en su cálculo. Asimismo, para el posterior acoplamiento de tensiones procedentes de diferentes orígenes, es necesario conocer el signo de este parámetro, que por definición siempre es positivo. Estos inconvenientes pueden ser solventados mediante la introducción de una precarga. En cualquier caso, tal como se ha indicado anteriormente, se aconseja trabajar con la metodología basada en el cálculo real de tensiones y el uso de las seis componentes del tensor de tensiones.

En definitiva, se considera que la monitorización tensional de un componente con datos reales permite obtener resultados muy ajustados a la realidad si se aplican los siguientes puntos:

- Modelo estructural bajo un correcto planteamiento de las condiciones de contorno
- Análisis mediante el empleo de las seis componentes de tensión (evaluación real de tensiones)
- Traslación al origen de las funciones de Green
- Implementación robusta y redundante de algoritmos de cálculo

La segunda parte del trabajo se ha centrado en la evaluación del efecto ambiental y la comparación de los diferentes modelos y metodologías de cálculo. Las principales conclusiones que se extraen son las siguientes:

- Los modelos de evaluación (expresiones) del factor ambiental de origen estadounidense presentan valores similares entre sí y menores que los proporcionados por los organismos japoneses. Estas expresiones se basan en análisis estadísticos de innumerables ensayos realizados bajo diferentes condiciones ambientales, de carga y de materiales. Así pues, el análisis estadístico y por tanto las expresiones que se obtienen del mismo, dependen del número de ensayos disponibles para los diferentes aceros y de los criterios o parámetros de evaluación dentro de propio análisis estadístico.
- El efecto ambiental puede aumentar la degradación por fatiga de un material notablemente, en función del transitorio (condiciones tensionales y ambientales) y del material del componente. Si se analizan periodos de tiempos largos en los que se incluyen varios ciclos de carga característicos de una central, se ha podido ver cómo los valores del factor ambiental se encuentran en torno a 3 (modelos estadounidenses).
- Para la evaluación del efecto ambiental a lo largo de un determinado periodo de tiempo en el que ocurre más de un transitorio se ha tomado como referencia la metodología por pares de carga EPRI, que es actualmente la más extendida.

- Asimismo se han analizado otras dos metodologías existentes, metodología continua y metodología transitorio a transitorio. Ambas metodologías han sido comparadas con la metodología de referencia EPRI, obteniéndose resultados similares en todos los casos.
- Dos nuevas metodologías de evaluación han sido propuestas en esta tesis: metodología P&V y metodología por pares de carga RF:
 - La metodología P&V se fundamenta en la aplicación directa e instantánea del efecto de la corrosión en el mecanismo de degradación de fatiga. Esto es, la consideración de que el material tiene “memoria” en cuanto al cálculo de daño por fatiga se supone no adecuada cuando coexiste con un ambiente agresivo. En la práctica esta metodología modifica el perfil de picos y valles generados por las cargas de forma proporcional a la agresividad del ambiente. Los resultados obtenidos con esta metodología son ligeramente superiores a los obtenidos con la metodología EPRI.
 - La metodología RF pretende aprovechar la ventaja que ofrece el método por pares de carga EPRI, en el que el factor ambiental se calcula directamente sobre los pares de carga con los que se calcula el daño a fatiga (evitando errores de cálculo del método transitorio por transitorio), pero además elimina alguna de las bases de cálculo con difícil justificación, como es que existan periodos de tiempo en los que el factor ambiental asociado puede ser aplicado a varios pares de carga. Los resultados obtenidos con la metodología RF han sido superiores ligeramente a la metodología EPRI. Esta consideración pone de manifiesto la diferencia que existe en el resultado final según el criterio con el que se establecen qué periodos de análisis del factor ambiental se aplican a los diferentes ciclos de tensión.

9.2 TRABAJO FUTURO

El trabajo futuro en los puntos tratados en esta Tesis, presenta importantes desafíos, especialmente en los temas relacionados con la fatiga ambiental.

En el aspecto puramente estructural, y más en concreto sobre el cálculo de las funciones de Green, se pueden plantear nuevos análisis más detallados para ver el grado de refinamiento en los resultados que se podría obtener modificando algunos de los parámetros de cálculo. Sin embargo, los estudios realizados hasta la fecha que han tratado este tipo de refinamiento de cálculo analizando diferentes parámetros de cálculo (mallado de los modelos de elementos finitos más detallado, variables térmicas en función de la temperatura, variaciones térmicas con

diferentes amplitudes, etc.) han ofrecido diferencias en los resultados insignificantes, especialmente si se comparan con las que existen en los cálculos del factor ambiental.

El trabajo futuro que afecta al aspecto tensional, debería ir enfocado a la parte de la implementación de los algoritmos en los software de cálculo, y no en las bases de cálculo de los parámetros y/o variables tensionales que son necesarios para los análisis. Por ejemplo, disponer de capacidad para evaluar seis componentes de tensión, empleo de funciones de Green con un periodo de discretización menor y/o algoritmos más complejos basados en redundancias que permitan detectar errores de instrumentación por cualquier motivo.

Pero donde sin duda existe un importante trabajo por seguir desarrollando es en la evaluación del efecto ambiental, tanto en los modelos o expresiones del factor ambiental, como en las metodologías de evaluación aplicadas a un histórico tensional.

En el primer punto, modelos del factor ambiental, se ha comprobado que los resultados obtenidos con las expresiones estadounidenses y japonesas difieren notablemente. El factor ambiental que se obtiene al aplicar los modelos “estadounidenses” o “japoneses” puede suponer diferencias superiores al 100%, y por tanto plantea la posibilidad de compartir aquellos datos de ensayos similares que disponen los distintos organismos. Una mayor cantidad de datos permitirá un análisis estadístico más sólido y proporcionará resultados más fiables. Por ende, se requiere en primer lugar, un esfuerzo importante que determine las posibles diferencias en el tratamiento estadístico de los datos. A partir de aquí, sería muy importante y conveniente que los diferentes organismos compartiesen los datos de los distintos ensayos que han realizado en los últimos tiempos, con el fin de generar en los casos que sea posible, curvas de fatiga mucho más completas y bajo un mayor número de condiciones ambientales, que permitan obtener modelos más precisos y fiables. El trabajo futuro debería ir hacia un consenso internacional en las curvas de fatiga considerando el efecto ambiental.

Además se precisa continuar con un programa de ensayos que permiten seguir generando nuevas curvas o completando las ya existentes. El objetivo es el mismo que el anterior, obtener modelos más precisos y fiables, pero siempre bajo un consenso internacional.

Por otro lado existen algunos parámetros que se presumen importantes cuyo efecto no se considera en los actuales modelos del factor ambiental y requieren un análisis detallado, entre los que cabe destacar los siguientes:

- Tensión media: los componentes en las centrales energéticas se encuentran sometidos a una tensión alterna pero con un valor de tensión media que los actuales criterios de diseño no tienen en cuenta de forma explícita. La curva de fatiga ASME al aire considera el

efecto de la tensión media, pero es necesario ponderar este mismo efecto bajo un ambiente típicamente nuclear.

- Rugosidad: la curva de fatiga ASME aplica un factor conservador igual a 4 para contabilizar este efecto de la rugosidad, ya que las probetas empleadas en los ensayos se encontraban perfectamente pulidas. El factor conservador que se aplica es independiente tanto del valor real de la rugosidad superficial del componente, como de las condiciones ambientales. Un análisis detallado de este parámetro permitirá eliminar conservadurismos e incluir el efecto de forma apropiada a cada componente bajo las condiciones ambientales existentes.

Respecto a las metodologías de evaluación del daño por fatiga que se emplean a lo largo de un periodo de tiempo en los que existen diferentes ciclos de tensión, sin duda se requiere una evaluación más rigurosa y detallada. Actualmente no existe una metodología apoyada en una base teórica sólida. En este trabajo varias metodologías utilizadas hoy en día han sido explicadas, si bien se ha demostrado algunas de sus debilidades o deficiencias de cálculo que presentan en su aplicación práctica. Incluso la metodología de referencia, metodología por pares de carga EPRI, presenta una vaga justificación teórica. Es necesario trabajar en el desarrollo de una metodología más sólida y con argumentos teóricos más consistentes.

Las metodologías de evaluación del efecto ambiental requieren un estudio más extenso con el fin de determinar las debilidades y fortalezas de las mismas y establecer cuál de todas ellas presenta resultados más ajustados a la realidad. Una comparación fiable requerirá por otro lado ensayos más complejos donde los parámetros de ensayos sean variables y permitan una mejor comparación con las metodologías de evaluación.

Las dos metodologías aquí propuestas, P&V y RF, cada una basada en conceptos teóricos diferentes, se presentan como un buen punto de partida para la obtención de la metodología definitiva. Así, los resultados obtenidos en este trabajo con la metodología RF han sido superiores ligeramente a la metodología EPRI, sin embargo, solamente un mayor número de evaluaciones permitirá (o no) confirmar esta tendencia.

Asimismo, la metodología HCM también explicada en esta tesis, puede aportar ideas aprovechables o incluso convertirse en la nueva metodología de referencia. Sin duda, estas metodologías de evaluación se encuentran en un punto inicial de desarrollo, y en los próximos años requerirán un esfuerzo importante por parte de los diferentes organismos involucrados.

10. REFERENCIAS

- [1] “*Fatigue Testing and Analysis*”. Yung-Li Lee, Jwo Pan, Richard Hathaway y Mark Barkey. Ed. Elsevier Butterworth Heinemann. 2005.
- [2] ASTM E 1049-85. “*Cycle Counting in Fatigue Analysis*”. 1997.
- [3] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III. 1986 Edition.
- [4] Companion Guide to the ASME Boiler & Pressure Vessel Code. Third Edition.
- [5] Omesh K. Chopra and William J. Shack. “*The Effect of LWR Coolant Environments on the Fatigue Life of Reactor Materials*”, 2006 ASME Pressure Vessel and Piping Division Conference, July 2006.
- [6] “*Criteria of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code for Design by Analysis in Sections III and VIII, Division 2*”, The American Society of Mechanical Engineers, New York, 1969.
- [7] R. E. Peterson, “Stress Concentration Design Factors,” John Wiley and Sons, Inc., New York, N.Y. 1953.
- [8] R. B. Heywood, “Designing by Photoelasticity,” Chapman & Hall, Ltd., London, 1952.
- [9] Cooper, W. E., “The Initial Scope and Intent of the Section III Fatigue Design Procedure,” Welding Research Council, Inc., Technical Information from Workshop on Cyclic Life and Environmental Effects in Nuclear Applications, Clearwater, Florida, Jan. 22-21, 1992.
- [10] Koositra, L. F., and Lemcoe, M. M., “Low-Cycle Fatigue Research on Full-Size Pressure Vessels,” Weld. Res. Suppl., July 1962, p.297-s.
- [11] Walter, G., and Dubuc, J., “Fatigue Resistance of Simulated Nozzles in Model Pressure Vessels of T-1 Steel,” Welding J. Res. Suppl., Aug. 1962, p. 368-s.
- [12] Baldwin, E. E., Sokol, G. J., and Coffin Jr., L. F. “Cyclic Strain Fatigue Studies on AISI Type 347 Stainless Steel,” ASTM Proc., Vol. 57, 1957.

[13] Chopra, O.K., and W.J. Shack, "Effects of LWR Coolant Environments on Fatigue Design Curves of Carbon and Low-Alloy Steel," NUREG/CR-6583, ANL-97/18, U.S.Nuclear Regulatory Commission, March 1998.

[14] A. G. Ware, D. K. Morton, and M. E.Nitzel "Application of NUREG/CR-5999 Interim Fatigue Curves to Selected Nuclear Power Plant Components," NUREG/CR-6260, (INEL-95/0045), March 1995.

[15] Dr. Bill O'Donnell, "Fatigue Curves ASME Code Case," July 2006.

[16] H.S. Mehta, and S.R. Gosselin "Environmental Factor Approach to Account for Water Effects in Pressure Vessel and Piping Fatigue Evaluations".

[17] Chopra, O. K., "Effects of LWR Coolant Environments on Fatigue Design Curves of Austenitic Stainless Steels," NUREG/CR-5704, ANL-98/31, 1999.

[18] "Guidelines for Addressing Fatigue Environmental Effects in a License Renewal Application" Code Case, MRP-47-Revision1, EPRI. September 2005.

[19] "Guidelines for Evaluating Fatigue Life Reduction in the LWR Environment", September 2000, Nuclear and Safety Management Division, Agency for Natural Resources and Energy.

[20] "Report on Verification of Material Fatigue Reliability under Commercial Nuclear Power Reactor Environment" June 2005, Japan Nuclear Energy Safety Organization.

[21] Nakamura T., Higuchi M., Kusunoki T. and Sugei Y., "JSME Codes on Environmental Fatigue Evaluation", 2006 ASME Pressure Vessel and Piping Division Conference, July 2006.

[22] Hale, D. A., S. A. Wilson, E. Kiss, and A. J. Gianuzzi, "Low-Cycle Fatigue Evaluation of Primary Piping Materials in a BWR Environment," GEAP-20244, U.S Nuclear Regulatory Commission, Sept. 1977.

[23] Ranganath, S., J. N. Kass, and J. D. Heald, "Fatigue Behavior of Carbon Steel Components in High-Temperature Water Environments," Low-Cycle Fatigue and Life Prediction, ASTM STP 770, C. Amzallag, B. N. Leis, and P. Rabbe, eds., American Society for Testing and Materials, Philadelphia, pp. 436-459, 1982.

-
- [24] Nagata, N., S. Sato, and Y. Katada, "Low-Cycle Fatigue Behavior of Pressure Vessel Steels in High Temperature Pressurized Water," *ISIJ Intl.* 31 (1), 106-114, 1991.
- [25] Higuchi, M., and K. Iida, "Fatigue Strength Correction Factors for Carbon and Low-Alloy Steels in Oxygen-Containing High-Temperature Water," *Nucl. Eng. Des.* 129, 293-306, 1991.
- [26] Katada, Y., N. Nagata, and S. Sato, "Effect of Dissolved Oxygen Concentration on Fatigue Crack Growth Behavior of A533 B Steel in High Temperature Water," *ISIJ Intl.* 33 (8), 877-883, 1993.
- [27] Kanasaki, H., M. Hayashi, K. Iida, and Y. Asada, "Effects of Temperature Change on Fatigue Life of Carbon Steel in High Temperature Water," *Fatigue and Crack Growth: Environmental Effects, Modeling Studies, and Design Considerations*, PVP Vol. 306, S. Yukawa, ed., American Society of Mechanical Engineers, New York, pp. 117-122, 1995.
- [28] Nakao, G., H. Kanasaki, M. Higuchi, K. Iida, and Y. Asada, "Effects of Temperature and Dissolved Oxygen Content on Fatigue Life of Carbon and Low-Alloy Steels in LWR Water Environment," *Fatigue and Crack Growth: Environmental Effects, Modeling Studies, and Design Considerations*, PVP Vol. 306, S. Yukawa, ed., American Society of Mechanical Engineers, New York, pp. 123-128, 1995.
- [29] Higuchi, M., K. Iida, and Y. Asada, "Effects of Strain Rate Change on Fatigue Life of Carbon Steel in High-Temperature Water," *Proc. of Symp. on Effects of the Environment on the Initiation of Crack Growth*, ASTM STP 1298, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, 1997.
- [30] Higuchi, M., K. Iida, and K. Sakaguchi, "Effects of Strain Rate Fluctuation and Strain Holding on Fatigue Life Reduction for LWR Structural Steels in Simulated PWR Water," *Pressure Vessel and Piping Codes and Standards*, PVP Vol. 419, M. D. Rana, ed., American Society of Mechanical Engineers, New York, pp. 143-152, 2001.
- [31] Hirano, A., M. Yamamoto, K. Sakaguchi, T. Shoji, and K. Iida, "Effects of Water Flow Rate on Fatigue Life of Ferritic and Austenitic Steels in Simulated LWR Environment," *Pressure Vessel and Piping Codes and Standards - 2002*, PVP Vol. 439, M. D. Rana, ed., American Society of Mechanical Engineers, New York, pp. 143-150, 2002.

-
- [32] Hirano, A., M. Yamamoto, K. Sakaguchi, and T. Shoji, "Effects of Water Flow Rate on Fatigue Life of Carbon and Stainless Steels in Simulated LWR Environment," *Pressure Vessel and Piping Codes and Standards – 2004*, PVP Vol. 480, American Society of Mechanical Engineers, New York, pp. 109–119, 2004.
- [33] Higuchi, M., and K. Iida, "Reduction in Low–Cycle Fatigue Life of Austenitic Stainless Steels in High–Temperature Water," *Pressure Vessel and Piping Codes and Standards*, PVP Vol. 353, D. P. Jones, B. R. Newton, W. J. O'Donnell, R. Vecchio, G. A. Antaki, D. Bhavani, N. G. Cofie, and G. L. Hollinger, eds., American Society of Mechanical Engineers, New York, pp. 79–86, 1997.
- [34] Tsutsumi, K., H. Kanasaki, T. Umakoshi, T. Nakamura, S. Urata, H. Mizuta, and S. Nomoto, "Fatigue Life Reduction in PWR Water Environment for Stainless Steels," *Assessment Methodologies for Preventing Failure: Service Experience and Environmental Considerations*, PVP Vol. 410-2, R. Mohan, ed., American Society of Mechanical Engineers, New York, pp. 23–34, 2000.
- [35] Tsutsumi, K., T. Dodo, H. Kanasaki, S. Nomoto, Y. Minami, and T. Nakamura, "Fatigue Behavior of Stainless Steel under Conditions of Changing Strain Rate in PWR Primary Water," *Pressure Vessel and Piping Codes and Standards*, PVP Vol. 419, M. D. Rana, ed., American Society of Mechanical Engineers, New York, pp. 135–141, 2001.
- [36] Tsutsumi, K., M. Higuchi, K. Iida, and Y. Yamamoto, "The Modified Rate Approach to Evaluate Fatigue Life under Synchronously Changing Temperature and Strain Rate in Elevated Temperature Water," *Pressure Vessel and Piping Codes and Standards – 2002*, PVP Vol. 439, M. D. Rana, ed., American Society of Mechanical Engineers, New York, pp. 99–107, 2002.
- [37] Gavenda, D. J., P. R. Luebbers, and O. K. Chopra, "Crack Initiation and Crack Growth Behavior of Carbon and Low–Alloy Steels," *Fatigue and Fracture 1*, Vol. 350, S. Rahman, K. K. Yoon, S. Bhandari, R. Warke, and J. M. Bloom, eds., American Society of Mechanical Engineers, New York, pp. 243–255, 1997.
- [38] Chopra, O. K., and W. J. Shack, "Environmental Effects on Fatigue Crack Initiation in Piping and Pressure Vessel Steels," NUREG/CR–6717, ANL–00/27, May 2001.
- [39] Chopra, O. K., "Mechanisms and Estimation of Fatigue Crack Initiation in Austenitic Stainless Steels in LWR Environments," NUREG/CR–6787, ANL–01/25, Aug. 2002.

-
- [40] Chopra, O. K., and W. J. Shack, "Review of the Margins for ASME Code Design Curves – Effects of Surface Roughness and Material Variability," NUREG/CR–6815, ANL–02/39, Sept. 2003.
- [41] Chopra, O. K., B. Alexandreanu, and W. J. Shack, "Effect of Material Heat Treatment on Fatigue Crack Initiation in Austenitic Stainless Steels in LWR Environments," NUREG/CR–6878, ANL–03/35, July. 2005.
- [42] Terrell, J. B. "Effect of Cyclic Frequency on the Fatigue Life of ASME SA–106–B Piping Steel in PWR Environments," *J. Mater. Eng.* 10, 193–203, 1988.
- [43] Lenz, E., N. Wieling, and H. Muenster, "Influence of Variation of Flow Rates and Temperature on the Cyclic Crack Growth Rate under BWR Conditions," *Environmental Degradation of Materials in Nuclear Power Systems – Water Reactors*, The Metallurgical Society, Warrendale, PA, 1988.
- [44] Garud, Y. S., S. R. Paterson, R. B. Dooley, R. S. Pathania, J. Hickling, and A. Bursik, "Corrosion Fatigue of Water Touched Pressure Retaining Components in Power Plants," EPRI TR–106696, Final Report, Electric Power Research Institute, Palo Alto, Nov. 1997.
- [45] Amzallag, C., P. Rabbe, G. Gallet, and H.–P. Lieurade, "Influence des Conditions de Sollicitation Sur le Comportement en Fatigue Oligocyclique D'aciers Inoxydables Austénitiques," *Memoires Scientifiques Revue Metallurgie Mars*, pp. 161–173, 1978.
- [46] Solomon, H. D., C. Amzallag, A. J. Vallee, and R. E. De Lair, "Influence of Mean Stress on the Fatigue Behavior of 304L SS in Air and PWR Water," *Proc. Of the 2005 ASME Pressure Vessels and Piping Conf.*, July 17–21, 2005, Denver, CO, paper # PVP2005–71064.
- [47] Solomon, H. D., C. Amzallag, R. E. De Lair, and A. J. Vallee, "Strain Controlled Fatigue of Type 304L SS in Air and PWR Water," *Proc. Third Intl. Conf. on Fatigue of Reactor Components*, Seville, Spain, Oct. 3–6, 2004.
- [48] Jaske, C. E., and W. J. O'Donnell, "Fatigue Design Criteria for Pressure Vessel Alloys," *Trans. ASME J. Pressure Vessel Technol.* 99, 584–592, 1977.
- [49] Structural Integrity Associates Report No. SIR-99-051, Revision 1, "Software Specifications for FatiguePro, Version 3," June 2001, SI File No. EPRI-136Q-401.

- [50] Specification for Reactor Pressure Vessel, 21A1108, Rev 2.
- [51] Byron, F.W., Fuller, R.W., "Mathematics of Classical and Quantum Physics", Dover Publications, New Cork, 1992.
- [52] Dove, M.T., "Structure and Dynamics. An Atomic View of Materials", Oxford Master Series in Condensed Matter Physics, ISBN: 0 19 850677 5, Oxford University Press Inc., New York, 2003.
- [53] Cohen-Tannoudji, C., Diu, B., Laloë, F., "Quantum Mechanics (2 Vols.)", John Wiley and Sons, Hermann, Paris, 1977.
- [54] Analysis of nozzles, Nuclenor Reactor Pressure Vessel, RDM-IG-1104, Rev.0.
- [55] Equipos Nucleares, S. A. Design Report No. AR-4401, Revision 0, "Detailed Analysis of Feedwater Nozzle," 4/4/94
- [56] GE drawing No. 107E6465, Sheet 1, "Feedwater Safe End & Thermal Sleeve"
- [57] DE ROTTERDAMSCHE DROOGDOK MU. N.V. AFD. KERNENERGIE, TEK. No. G.214, "STOMPEN_NOZZLES N.4 A,D,".
- [58] GE drawing No. 107E6465, Sheet 2.
- [59] ANSYS/Mechanical, Versión 11.0, Julio 2007.
- [60] J. D. Gilman and Y. R. Rashid, "Three-Dimensional Analysis of Reactor Pressure Vessel Nozzles," Proceedings of the 1st International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology, Volume 4, Part G, September 1971.
- [61] Structural Integrity Associates Calculation No. GAR-02Q-301, Revision 0, "Feedwater Nozzle Finite Element Model and Green's Function."
- [62] Mannesmann-Rohrleitungsbau GMBH Drawing No. 302899-1a, "Nuclear Power Plant, Santa Maria De Garoña, España, Recirculacion – LPCI, 16" Aushalsung mit A – Stutzen (N2)"
- [63] Structural Integrity Associates Calculation No. GAR-02Q-306, Revision 0, "Green's Functions for the Recirculation Piping/LPCI Tee."

-
- [64] GE Certified Design Specification No. 25A5481, Revision 1, "Reactor Vessel – Feedwater Nozzle," March 14, 1994.
- [65] GE Report No. NEDE-21821-02, "Boiling Water Reactor Feedwater Nozzle/Sparger Final Report (Supplement 2)," August 1979, GENERAL ELECTRIC COMPANY PROPRIETARY.
- [66] Structural Integrity Associates Calculation No. NUCL-02Q-303, Revision 0, "Development of Stratification Green's Function," 10/8/98.
- [67] E-mail from I. Gorrochategui to G. Stevens, Sep. 2, 2003, "Tee RRCC/LPCI Calculations," SI File No. GAR-02Q-202.
- [68] E-mail from I. Gorrochategui to G. Stevens, Oct. 13, 2003, "RE: FPro 3.0," SI File No. GAR-02Q-202.
- [69] E-mail from I. Gorrochategui to G. Stevens, Sep. 2, 2003, "Tee RRCC/LPCI Calculations, Stress Report Loop A," SI File No. GAR-02Q-202.
- [70]: "Informe de Tensiones del Análisis de las Líneas del Sistema de Recirculación de la C.N.S.M. de Garoña"
- [71]: Nuclenor Recirculation Pressure/Temperature Cycles and Thermal Nozzle Displacements
- [72]: NRC REGULATORY ISSUE SUMMARY 2008-30, "FATIGUE ANALYSIS OF NUCLEAR POWER PLANT COMPONENTS", December 2008
- [73]: "Cálculo de las nuevas Funciones de Green en la unión RRCC/LPCI", Inesco Ingenieros 2007-0066-Rev0, Diciembre 2007
- [74]: "*License Renewal Part 1: Fatigue Management*", David Gerber, Webinar 3 October 2007
- [75]: "Application of Draft Regulatory Guide DG-1144 Guidelines for Environmental Fatigue Evaluation to a BWR Feedwater Piping System", H. Mehta; H.Hwang, PVP2007-26143, 2007 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, July 22-26, 2007, San Antonio, Texas.

-
- [76]: Chopra, O.K., and W.J. Shack, "Effects of LWR Coolant Environments on the Fatigue Life of Reactor Materials," NUREG/CR-6909, Draft Report, February 2006, Final Report, February 2007.
- [77]: "Recent and Pending Changes in the ASME Piping Code", Paul Hirschberg, SIA Webinar 25 February 2009.
- [78]: "Cálculo de las nuevas Funciones de Green en la unión RRCC/LPCI", Inesco Ingenieros, 2007-0066-REV0, Diciembre 2007.
- [79]: "Generic Aging Lessons Learned (GALL) Report" NUREG 1801- September 2005
- [80]: "Guidelines For Evaluating Fatigue Analyses Incorporating the Life Reduction of Metal Components due to the Effects of The Light-Water Reactor Environment for New Reactors" REGULATORY GUIDE 1.207, March 2007
- [81]: D. Pando, J. A. Álvarez and I. Gorrochategui, "On the use of a monitor-ing system for fatigue usage calculations", Engineering Failure Analysis. 2004. Vol. 11 (pp 765-776).
- [82]: SAE Fatigue Design Handbook, AE-22, third edition. Edited by Rice RC, Society of Automotive Engineers. Warrendale, PA 1997:296.
- [83]: Specification for Reactor Pressure Vessel, 21A1108, Rev 2.
- [84]: 885D941. GE Drawing. Nozzle Thermal Cycles.
- [85] "Programa de Gestión del Envejecimiento por Fatiga en la Barrera De Presión y en la Contención Primaria", IG-00-25. REV.1, 10/02/2009.
- [86] "Stress-Based Fatigue Monitoring" Methodology for Fatigue Monitoring of Class 1 Nuclear Components in a Reactor Water Environment, Technical Report EPRI, 2011.
- [87] Clormann, U.H.; Seeger, T.: Rainflow – HCM. Ein Zählverfahren für Betriebsfestigkeitsnachweise auf werkstoffmechanischer Grundlage. Stahlbau 55, No. 3, pp. 65/71

ANEXO I

COMPONENTES DE ANÁLISIS

I.1. COMPONENTES DE ANÁLISIS

Dos componentes de la CNSMG han sido elegidos para el estudio de la metodología actual del análisis de la fatiga mediante sistemas de monitorización:

- Tobera de Agua de Alimentación
- Té de Unión RRCC/LPCI

I.1.1. TOBERA DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

El sistema de Agua de Alimentación suministra agua precalentada a la vasija a una presión igual a la existente en el reactor. En Santa María de Garoña el reactor tiene dos lazos de Agua de Alimentación, cada uno de los cuales presenta dos toberas. Este sistema también es utilizado como retorno del sistema RWCU (*Reactor Water Clean Up*) al reactor, y para la inyección del agua del sistema HPCI (*High Pressure Coolant Injection*).

En los informes de tensiones de los distintos componentes de la vasija, se ha demostrado que esta tobera es la más crítica de las existentes en la CNSMG, razón por la cual ha sido seleccionada para su implementación en el programa FatiguePro.

I.1.1.1. CARACTERÍSTICAS DEL COMPONENTE

Este componente ha sufrido diversos cambios en su configuración desde la puesta en marcha de la central. El último fue realizado en el año 1994, donde parte del *Safe end* de esta tobera fue reemplazado, con lo que el análisis a fatiga a partir de entonces, dependerá de la zona que se estudie, si es original o se trata de una zona nueva. Hasta el año 1994, el análisis a fatiga de este componente está documentado en la referencia [54]. Después del cambio realizado en esta tobera en el año 1994, su configuración quedó de la siguiente forma (Figura I.1):

Las partes de este componente son la tobera, señalada en la Figura I.1 como (1), la porción del *safe end* que se conservó (2), el nuevo *safe end* (3), la camisa térmica exterior (4), la extensión del rociador (5), y la camisa térmica primaria (6).

Debido al cambio efectuado en esta tobera se realizó un nuevo cálculo de tensiones en diferentes secciones y un posterior análisis de fatiga, el cual está documentado en [55]. En esta referencia se establece que el análisis de fatiga ha de llevarse a cabo según el artículo NB-3222.4 de la Sección III del Código ASME (Edición 1986). El resultado de dicho análisis de fatiga en las diferentes secciones mostradas en la Figura 5.1 establece que las localizaciones

críticas se encuentran en la zona del *Safe end* nuevo y del *Blend Radius*. Estas dos localizaciones críticas se señalan en la Figura I.2 mediante las letras *B* y *C* respectivamente.

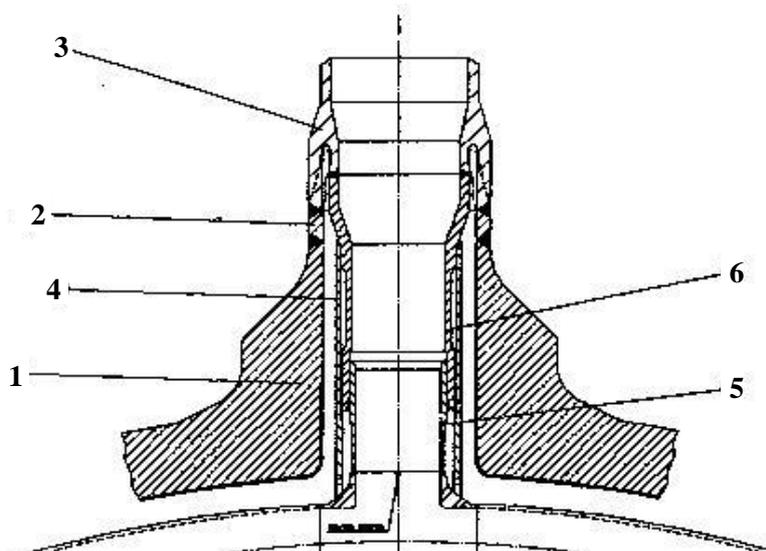


Figura I.1. Configuración actual de la Tobera de AA

En esta Figura I.2 se muestra la configuración de la tobera y el material para cada una de las localizaciones de la tobera de AA después del cambio efectuado. En [56] se establece que el material del nuevo *Safe end* es acero al carbono SA 508 CL1. La pared de la vasija y el material base de la tobera fue definido en [57] como ASTM A 336 cc1332. La camisa térmica primaria es material XM-19 [58]. La camisa térmica exterior es SB-167 (72Ni-15Cr-8Fe, N06600) [58]. El *cladding* o revestimiento es de acero inoxidable (ER308, 20Cr-10Ni).

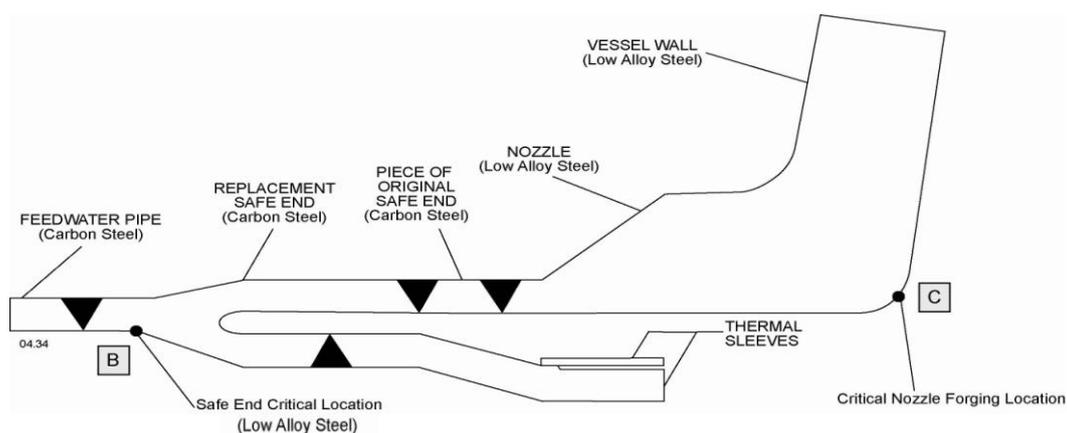


Figura I.2. Materiales de las localizaciones de la tobera de AA

I.1.1.2. MODELIZACIÓN DEL COMPONENTE

Para la modelización de la tobera de agua de alimentación mediante elementos finitos se ha utilizado el programa ANSYS [59]. Se han creado dos modelos de elementos finitos, uno en 3D y otro axisimétrico en 2D cuyos resultados se muestran en la Figura I.3 y Figura I.4 respectivamente. En principio el modelo en 2D reduce el tiempo de cálculo, pero tiene una limitación al simular un acoplamiento de las cargas de presión y mecánicas, como se explicará más adelante.

En [60] se realiza un estudio mediante el cual se comparan los resultados de modelizar una tobera en 3D frente a un modelo axisimétrico en 2D (esfera vs. cilindro). Se demuestra que las tensiones en el *Blend Radius* únicamente debidas a cargas de presión en un modelo 3D varían respecto a un modelo en 2D, siendo las tensiones aproximadamente el doble en el modelo en 3D.

Se determinaron como localizaciones críticas (en el modelo 2D) el nodo 39 en el *Safe end* y el nodo 2503 en el *Blend Radius* [61]. Esta última localización pertenece al material base de la tobera y por tanto se trata de un acero de baja aleación (Figura I.2). La zona del *Blend Radius* se encuentra protegida por un revestimiento o *cladding* de acero inoxidable, tal como se puede observar en la Figura I.5. El interés del análisis en lo que a la integridad estructural del componente se refiere, se encuentra en la zona del material base (acero de baja aleación). Sin embargo, y dado que el revestimiento de acero inoxidable se encuentra en contacto directo con el medio y las condiciones existentes en el reactor se ha decidido añadir esta localización al análisis a fatiga. En el modelo de elementos finitos (2D) se ha determinado como localización crítica del *Blend Radius* perteneciente al *cladding* el nodo 2730. Las tres localizaciones críticas aquí expuestas se muestran en la Figura I.6. En el modelo en 3D las localizaciones críticas se identifican con otra numeración debido a que se variaron los elementos de mallado, siendo los nodos 3761, 1319 y 1357 los correspondientes a las localizaciones críticas del *Safe end*, material base y *cladding* del *Blend Radius* respectivamente.

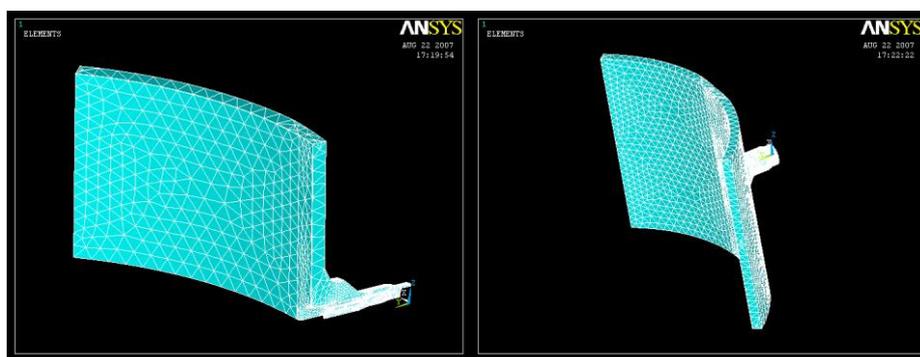


Figura I.3. Modelo de la tobera de AA (3D) mediante elementos finitos (ANSYS) [59]

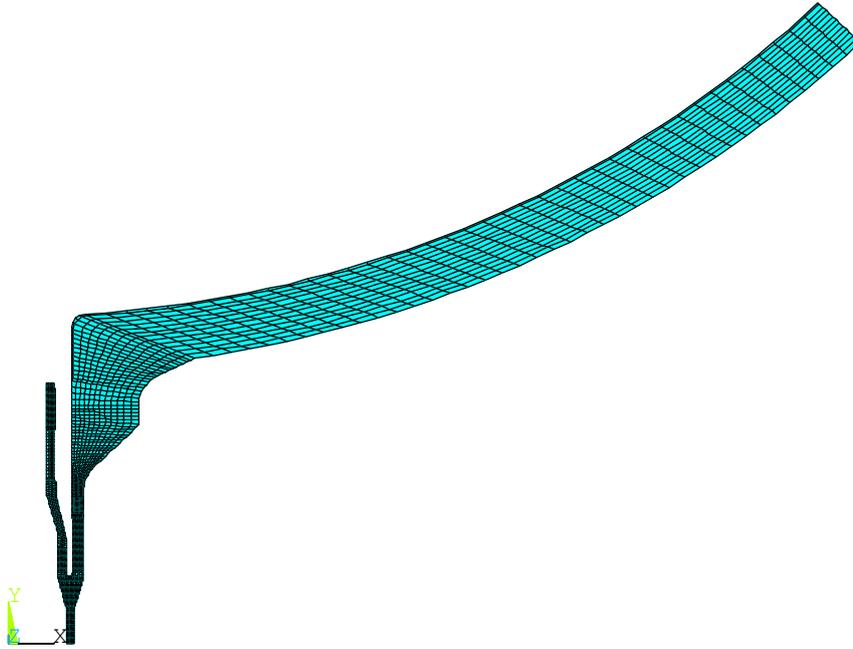


Figura I.4. Modelo axisimétrico de la tobera de AA (2D) mediante elementos finitos (ANSYS)
[59]

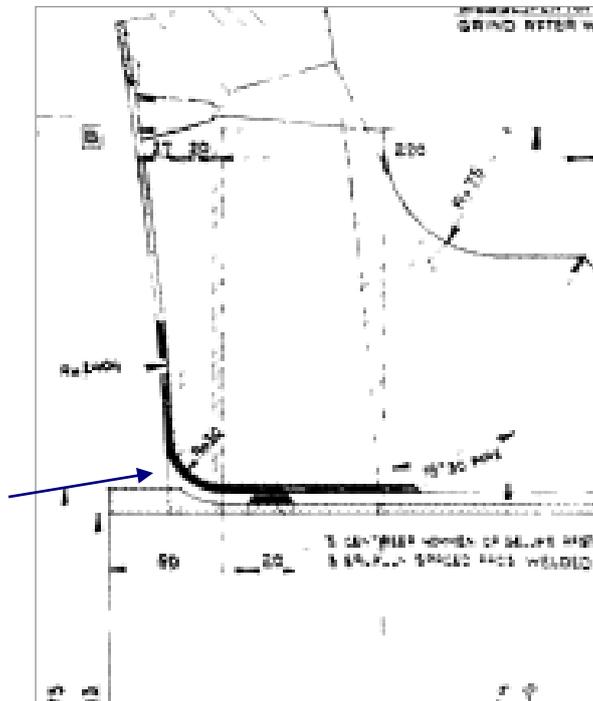


Figura I.5. Zona del Blend Radius según plano de la tobera de AA

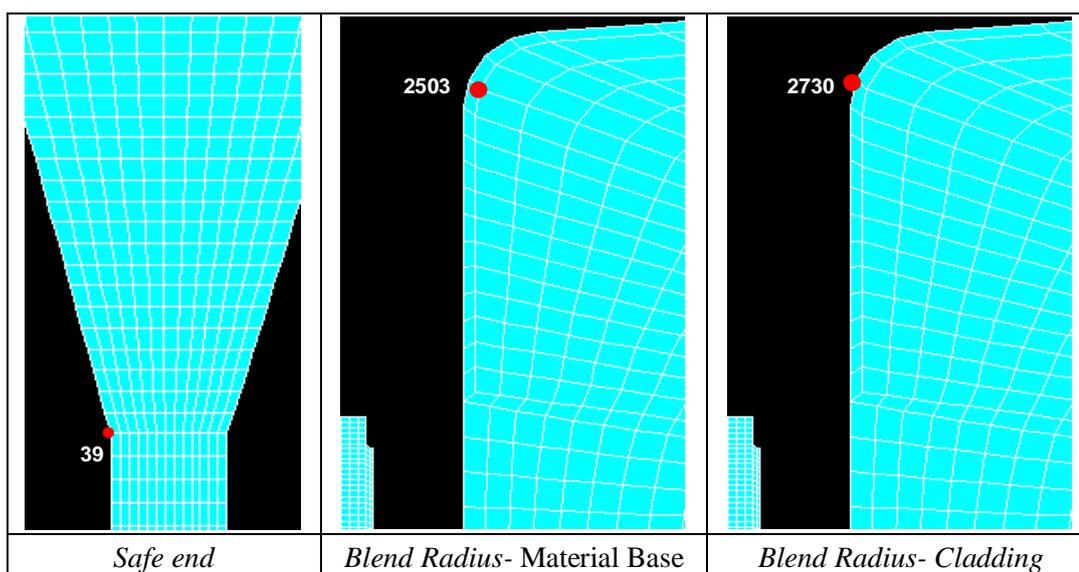


Figura I.6. Localizaciones críticas de la tobera de agua de alimentación (2D)

I.1.1.3. CONDICIONES DE CAUDAL A CONSIDERAR

El coeficiente de convección entre un fluido y un sólido es función entre otros parámetros de la temperatura y del caudal del fluido. Un aumento de temperatura implica generalmente mayores coeficientes de convección, es decir, una transmisión de calor fluido-componente más rápida. Del mismo modo, un aumento de caudal supone mayores coeficientes de convección, pudiendo ser en ocasiones de distintos órdenes de magnitud cuando el régimen del fluido cambia de laminar a turbulento.

Una variación de los coeficientes de convección provoca que la velocidad a la que se transmite el calor entre el fluido y el componente también varíe, y por ello, las tensiones de origen térmico sean función del caudal existente.

Por ello se van a considerar dos condiciones del sistema, que son alto y bajo caudal, tal como se muestra en la Tabla I.1.

Tabla I.1. Variaciones de temperatura para el análisis de las tensiones

	SISTEMA DE AA		
	% Caudal nominal		ΔT
<i>FG 1</i>	ALTO CAUDAL	100 %	361 °F a 271 °F
<i>FG 2</i>	BAJO CAUDAL	25 %	361 °F a 271 °F

En cada uno de estos casos se procederá a calcular los diferentes coeficientes de convección a la temperatura fijada que pueden existir en las distintas partes de la tobera (ver Tabla 5.5).

I.1.2. TÉ DE UNIÓN LPCI/RRCC

El análisis se realiza sobre la Té de unión del sistema de recirculación (RRCC) y el sistema de inyección de refrigerante a baja presión (LPCI). En Santa María de Garoña existen dos lazos de recirculación, lazo A y lazo B.

El sistema RRCC se encarga de circular el agua a través del núcleo para favorecer la producción de vapor. El sistema LPCI es un sistema de emergencia que proporciona agua de refrigeración al núcleo en condiciones de baja presión en la vasija. Este sistema está conectado al sistema de enfriamiento en parada (SHC) que inyecta agua fría al reactor durante las paradas de recarga. Las condiciones térmicas en ambos lazos pueden variar ligeramente ya que el sistema SHC solo actúa en el lazo A.

Esta conexión se encuentra enumerada en el punto *E* del NUREG/CR-6260 [14] donde se establecen los componentes considerados representativos del efecto ambiental en las centrales nucleares y que son objeto de estudio y análisis de fatiga.

I.1.2.1. CARACTERÍSTICAS DEL COMPONENTE

La geometría de la Té de unión del sistema de recirculación (RRCC) y el sistema de inyección de refrigerante a baja presión (LPCI) se muestra en la Figura I.7.

En [62] se describen los diferentes tipos de acero que conforman esta conexión. La línea RRCC o de recirculación es un acero inoxidable SA-376 TP304, la línea LPCI es acero inoxidable SA-182 F304 y la soldadura entre ambas es también acero inoxidable E-308. Por lo tanto se trata de un componente fabricado todo ello con acero inoxidable.

I.1.2.2. MODELIZACIÓN DEL COMPONENTE

Para la modelización de la Té de unión RRCC/LPCI mediante elementos finitos se ha utilizado el programa ANSYS [59]. Se ha creado un modelo en 3D cuyo resultado se muestra en la Figura I.8. Se determinaron como localizaciones críticas el nodo 3426 en la localización lateral y el nodo 2485 en la unión [63], las cuales se muestran en la Figura I.9.

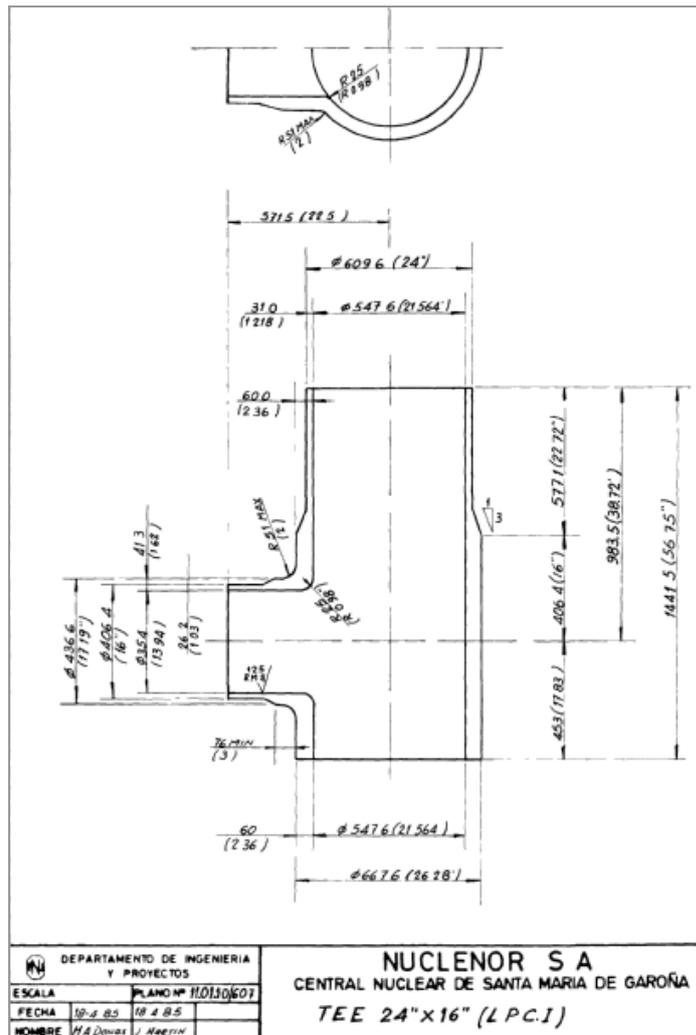


Figura I.7. Té de unión RRCC/LPCI

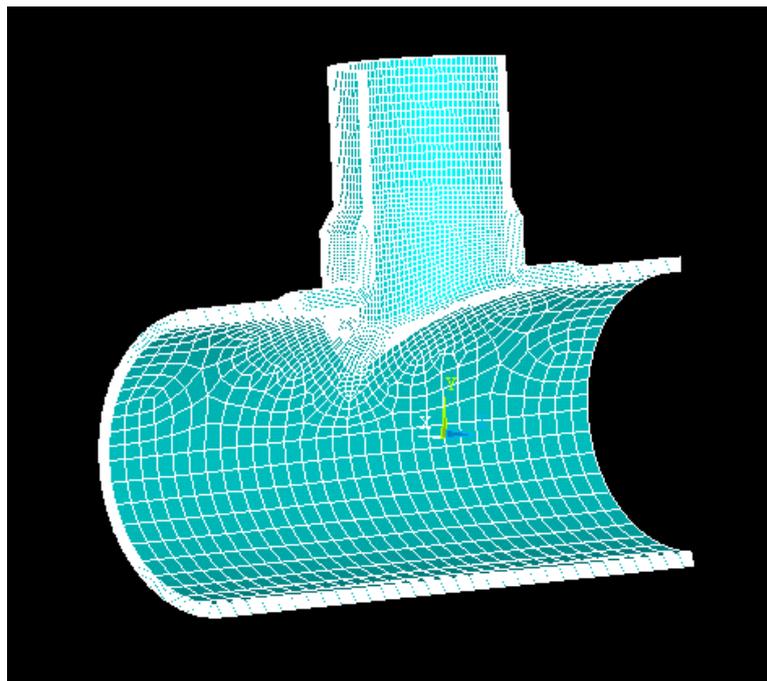


Figura I.8. Modelo de la Té de unión RRCC/LPCI mediante elementos finitos (ANSYS) [59]

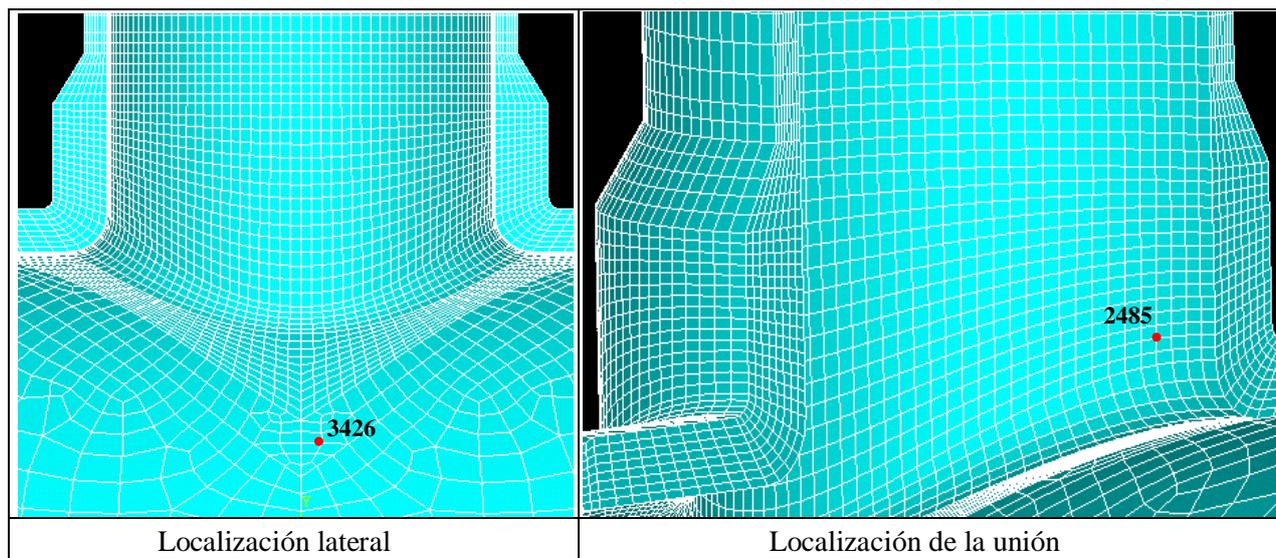


Figura I.9. Localizaciones críticas de la Té de unión RRCC/LPCI

I.1.2.3. CONDICIONES DE CAUDAL A CONSIDERAR

Se van a considerar nueve situaciones de caudal que pretenden cubrir todos los sucesos que afectan a este componente debido a los diferentes transitorios que tienen lugar en la central nuclear:

La metodología propuesta va a dividir al componente en tres segmentos independientes: entrada de recirculación o RRCC IN (lazo A), salida de recirculación o RRCC OUT (lazo C) y LPCI (lazo B) (Figura I.10). El caudal por estos tres sistemas se va a considerar que puede ser alto, bajo o nulo. De este modo existen 18 combinaciones posibles de caudal, si bien no todas pueden producirse en la realidad (es imposible que circule caudal por el lazo A y en el lazo C sea nulo).

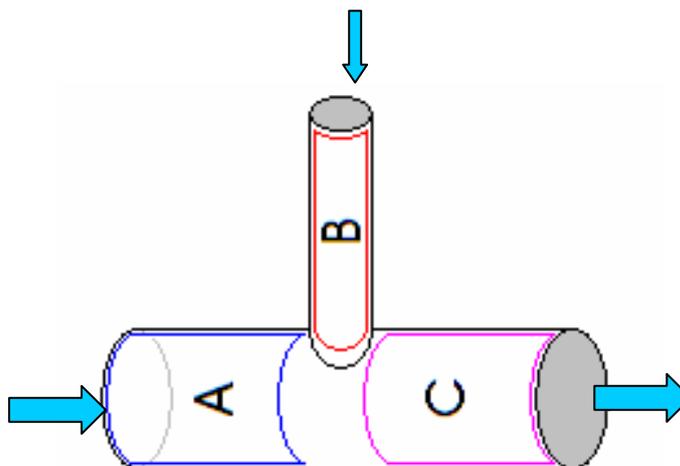


Figura I.10. Segmentos en los que se divide el componente de análisis

El planteamiento propuesto para el análisis de las tensiones térmicas es considerar independientes estos sistemas, y calcular tres funciones de Green (alto caudal, bajo caudal y caudal nulo) en cada uno de los lazos. De esta forma, la tensión térmica se calcula como la suma de los efectos debidos a las variaciones térmicas que tienen lugar en el lazo A (RRCC IN), lazo C (RRCC OUT) y lazo B (LPCI), esto es:

$$S_{\text{TERMICA TOTAL}} = S_{\text{TERMICA RRCC IN}} + S_{\text{TERMICA RRCC OUT}} + S_{\text{TERMICA LPCI}} \quad (\text{I.1})$$

Los casos que se estudian, y por tanto las funciones de Green que se han calculado en cada lazo, se muestran en la Tabla I.2. En la Tabla I.3 se muestran los coeficientes de convección existentes en este componente según los valores de temperatura y caudal existentes.

Tabla I.2. Variaciones de temperatura para el análisis de las tensiones [73]

	RRCC IN: LAZO A		RRCC OUT: LAZO C		LPCI: LAZO B	
	Caudal (l/s)	ΔT	Caudal (l/s)	ΔT	Caudal (l/s)	ΔT
FG 1	1550	550°F a 450°F	1550	550°F constante	680	550°F constante
FG 2	387.5	400°F a 300°F		400°F constante		400°F constante
FG 3	0	550°F a 450°F		550°F constante		550°F constante
FG 4	1550	550°F constante	1550	550°F a 450°F	680	550°F constante
FG 5		400°F constante	387.5	400°F a 300°F		400°F constante
FG 6		550°F constante	0	550°F a 450°F		550°F constante
FG 7	1550	550°F constante	1550	550°F constante	680	550°F a 70°F
FG 8					440	
FG 9					0	

Tabla I.3. Coeficientes de convección en cada región de la Té de unión RRCC/LPCI

Línea RRCC(IN y OUT)			Línea LPCI		
Caudal agua (l/s)	Temp. media (°F)	hc (Btu/hr·ft ² ·°F)	Caudal agua (l/s)	Temp. media (°F)	hc (Btu/hr·ft ² ·°F)
1550	500	3618.80	680	310	3650.30
387.5	350	1119.12	440	200	2180.87
800	222.5	1699.95	0	550	184.51
680	310	1698.11	0	300	130.17
360	250	938.23	Coeficiente de convección (hc) pared exterior (BTU/hr·ft²·°F) [55, 65]		
0	550	165.91			
0	500	160.58			

Las funciones de Green calculadas para las nueve situaciones arriba descritas permiten evaluar las tensiones térmicas en este componente bajo cualquier condición de caudal y temperatura. La secuencia de cálculo es la siguiente:

- 1) Detectar la variación de temperatura en cada uno de los lazos
- 2) Registrar el caudal circulante en cada uno de los lazos
- 3) Para cada lazo se selecciona la función de Green propia para ese caudal
- 4) Se calcula los tres términos de tensión térmica debidos a la influencia de cada lazo ($S_{\text{TERMICA RRCC IN}}$, $S_{\text{TERMICA RRCC OUT}}$, $S_{\text{TERMICA LPCI}}$) con los que se evalúa la tensión térmica total mediante la expresión (I.1).

ANEXO II

TRANSITORIOS OBJETO DE ESTUDIO

II.1. TRANSITORIOS EN LAS CENTRALES NUCLEARES

En centrales nucleares de agua ligera la acumulación de fatiga debido a las operaciones en planta ocasiona el envejecimiento de los componentes del reactor. Estas operaciones en planta, conocidas como transitorios, han de ser registradas y controladas con el fin, entre otros aspectos, de conocer el daño a fatiga que pueden ocasionar a los diferentes componentes.

A la hora de realizar un análisis a fatiga se puede plantear el estudio de los transitorios reales, esto es, los que realmente ocurren en planta, y los transitorios de diseño, definidos en las especificaciones de diseño de los diferentes componentes de una central.

En los transitorios de diseño, las variables que influyen en el estado tensional (temperatura, caudal, presión...) están perfectamente definidas. Por el contrario los transitorios reales son aquellos que tienen lugar en planta y siempre presentan variaciones intrínsecas a la realidad del mismo.

A continuación se muestran los transitorios de diseño que afectan a los componentes aquí analizados, tobera de AA y a la té de unión RRCC/LPCI. En ellos se encuentran definidos a lo largo del tiempo las variables más importantes que se requieren en un análisis de fatiga, como son la temperatura, caudal y presión.

II.1.1. TRANSITORIOS DE DISEÑO EN LA TOBERA DE AA

El análisis a fatiga de este componente está documentado en la referencia [55], donde se consideran los transitorios descritos en la Tabla II.1.

Tabla II.1. *Transitorios que afectan en el daño a fatiga de la Tobera de AA*

Nº de Evento	Descripción	Nº ciclos para vida de 40 años
1	Arranque	120
2	Movimiento de la turbina	120
3	Reducción diaria al 75 % de potencia	10000
4	Reducción semanal al 50 % de potencia	2000
5	Prueba de las barras de control	50000
6	Cambio de posición de las barras de control	400
7	Pérdida de los calentadores de AA	80
8	Inyección de refrigerante	10
9	Interrupción del caudal de AA	80
10	Scram	200
11	Disparo de la turbina	40
12	Sobrepresión de 1250 psig	1
13	Sobrepresión de 1375 psig	1
14	Reducción a potencia cero	120

Tabla II.1. (cont.) Transitorios que afectan en el daño a fatiga de la Tobera de AA

Nº de Evento	Descripción	Nº ciclos para vida de 40 años
15	Inicio parada caliente	120
16	Parada caliente	2600
17	Parada e inundación de la vasija	120
18	Blowdown	1
19	Prueba de presión de diseño	130

Los valores de los parámetros más importantes que afectan a la evaluación del daño a fatiga se muestran de la Figura II.1 a II.19.

Figura II.1. Inicio de arranque

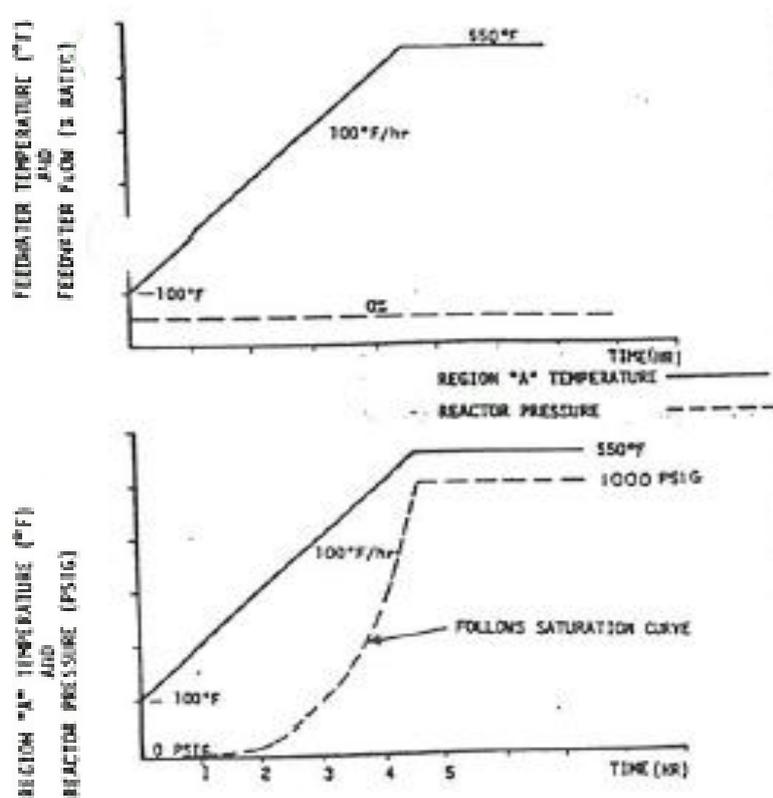


Figura II.2. Movimiento de la turbina (Turbine roll)

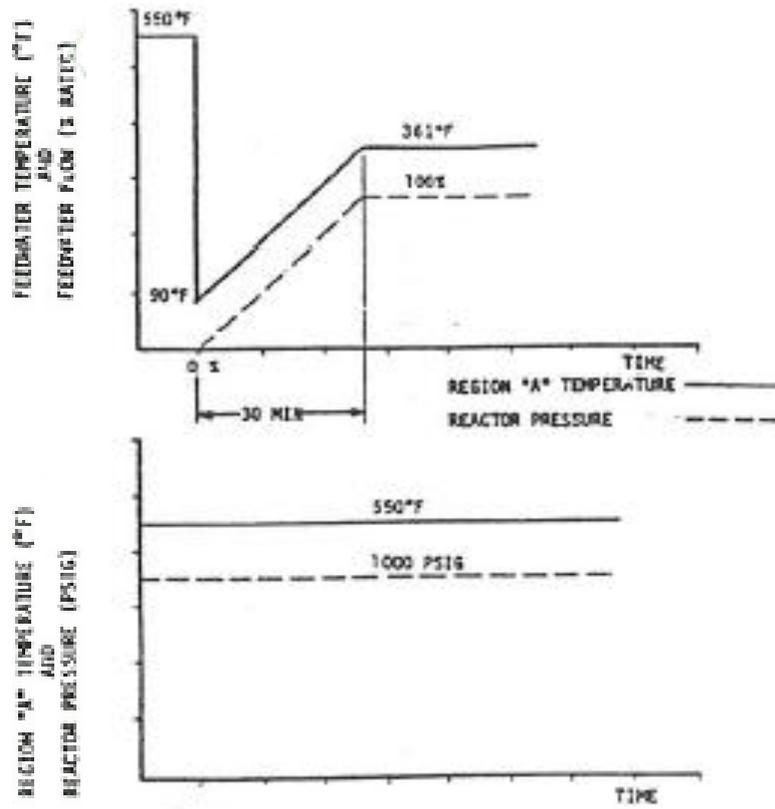


Figura II.3. Reducción diaria al 75 % de potencia

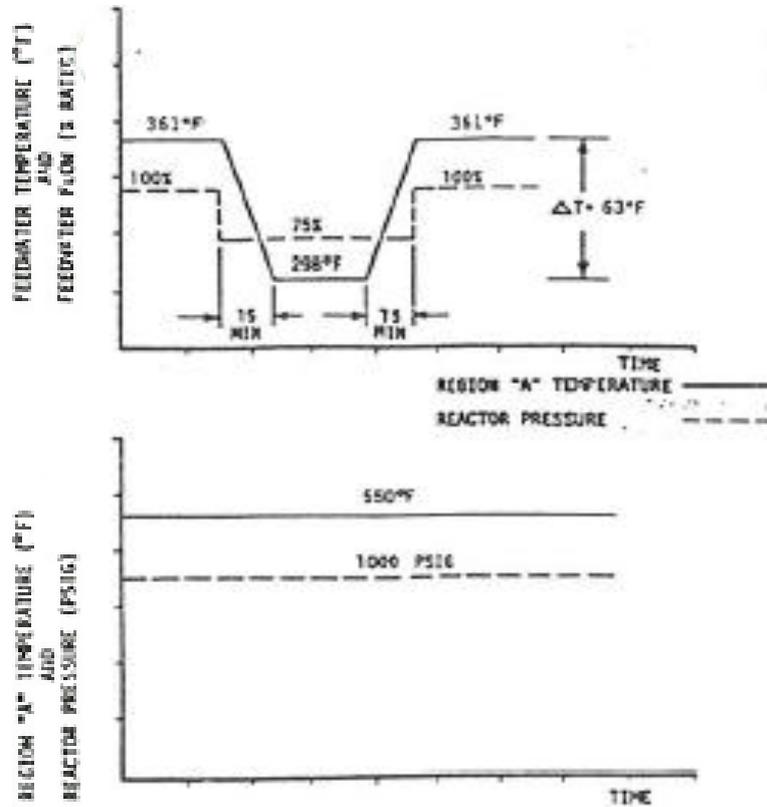


Figura II.4. Reducción semanal al 50 % de potencia

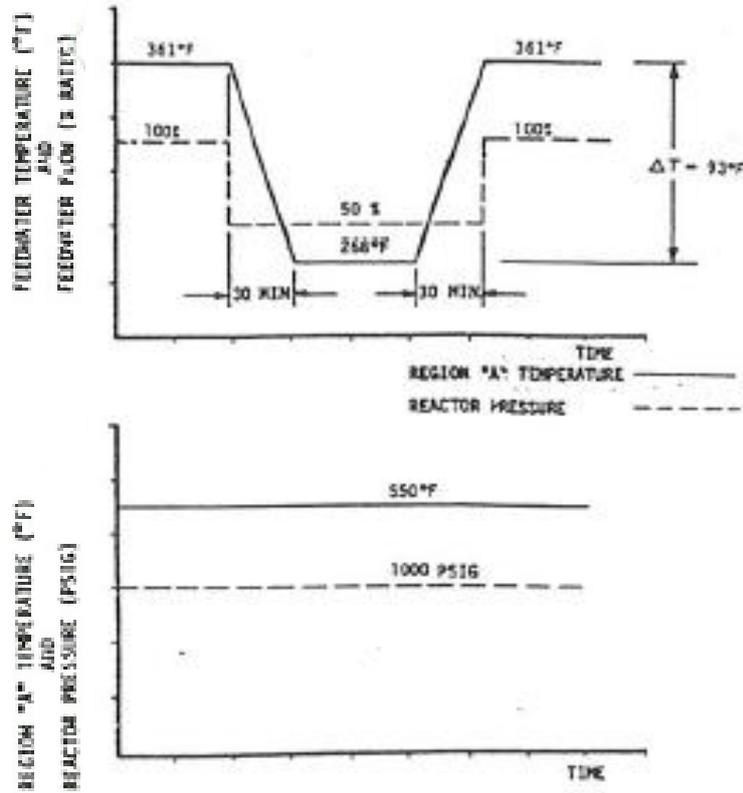


Figura II.5. Prueba de las barras de control

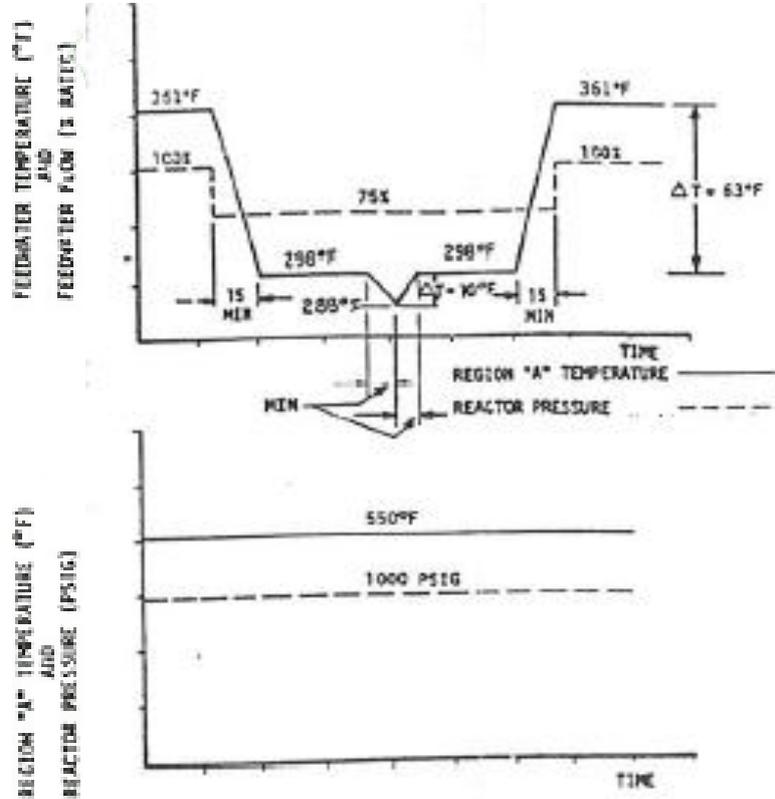


Figura II.6. Cambio de posición de las barras de control

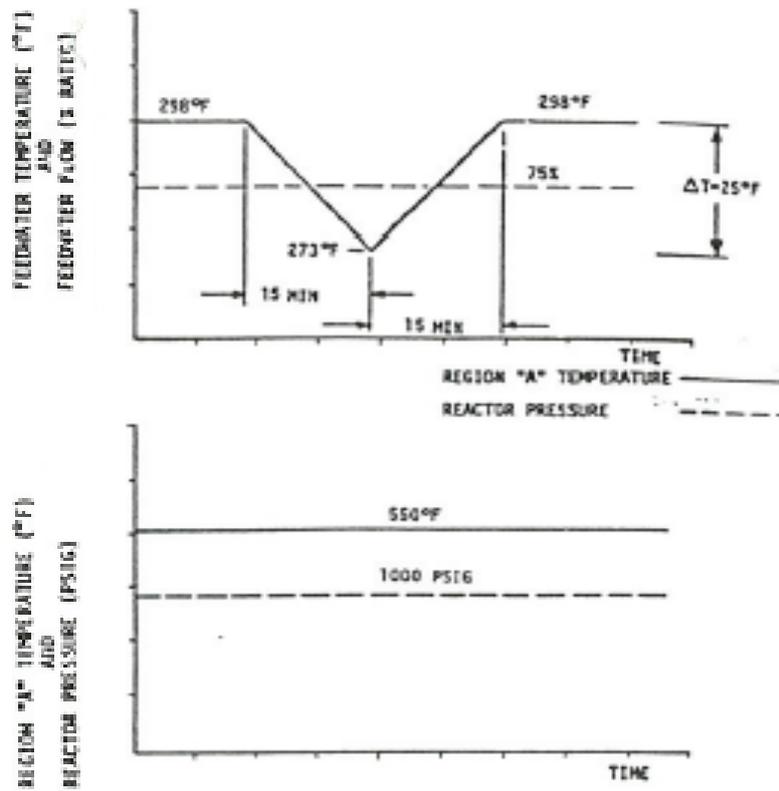


Figura II.7. Pérdida de los calentadores de AA

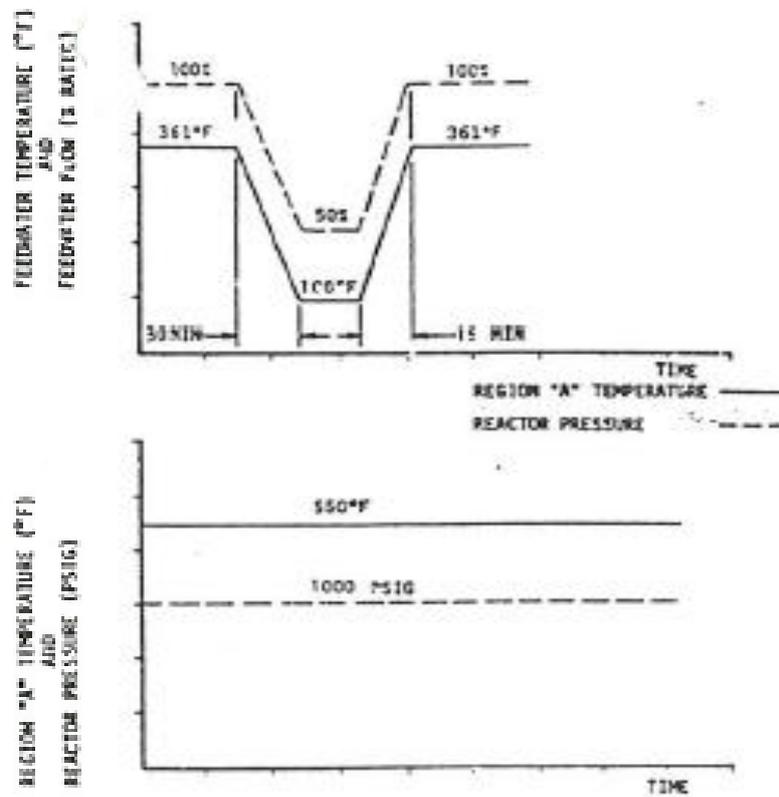


Figura II.8. Inyección de refrigerante

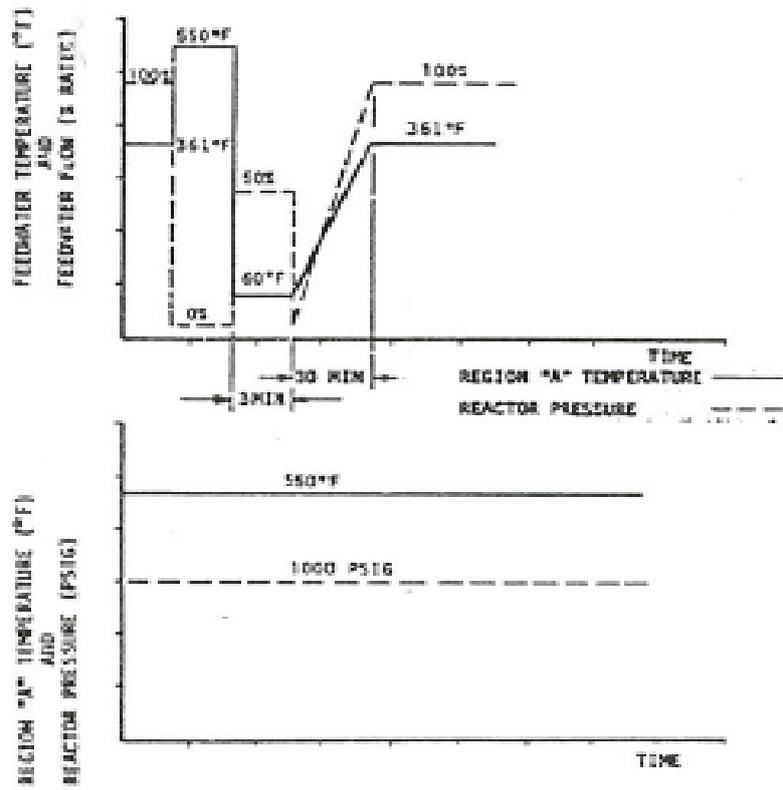


Figura II.9. Interrupción del caudal de AA

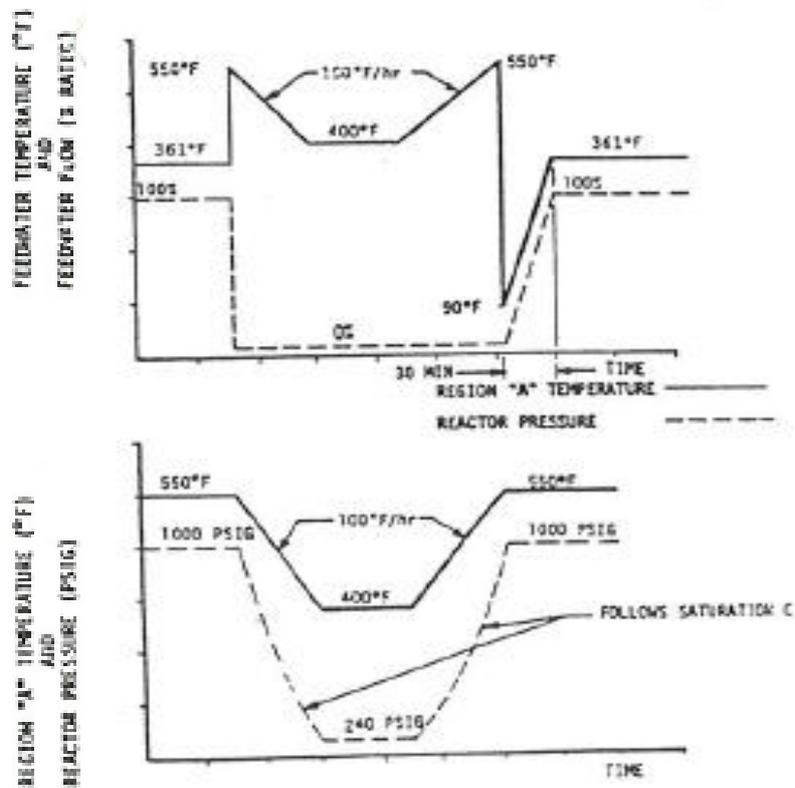


Figura II.10. Scram

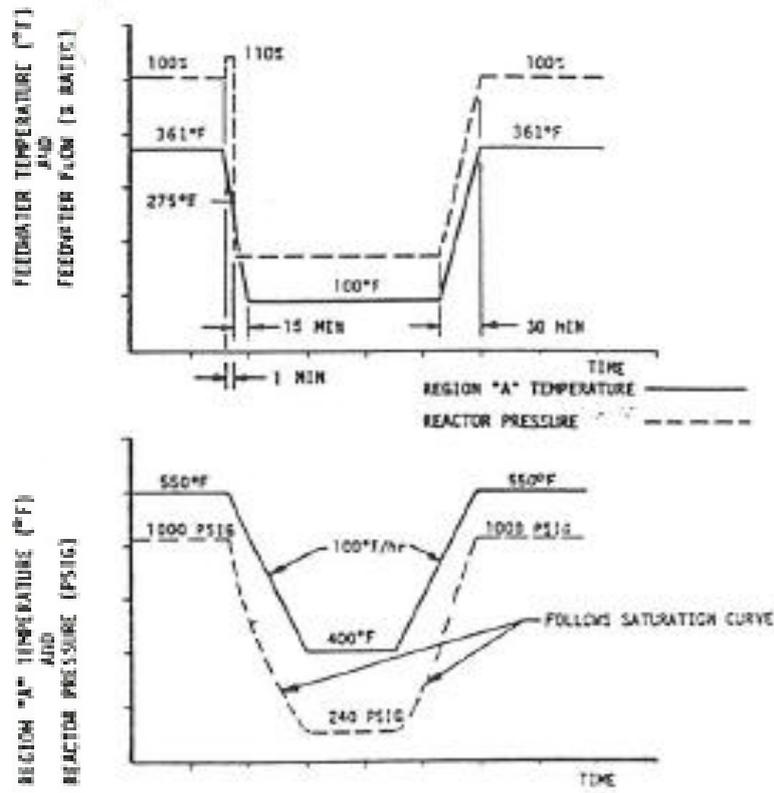


Figura II.11. Disparo de la turbina

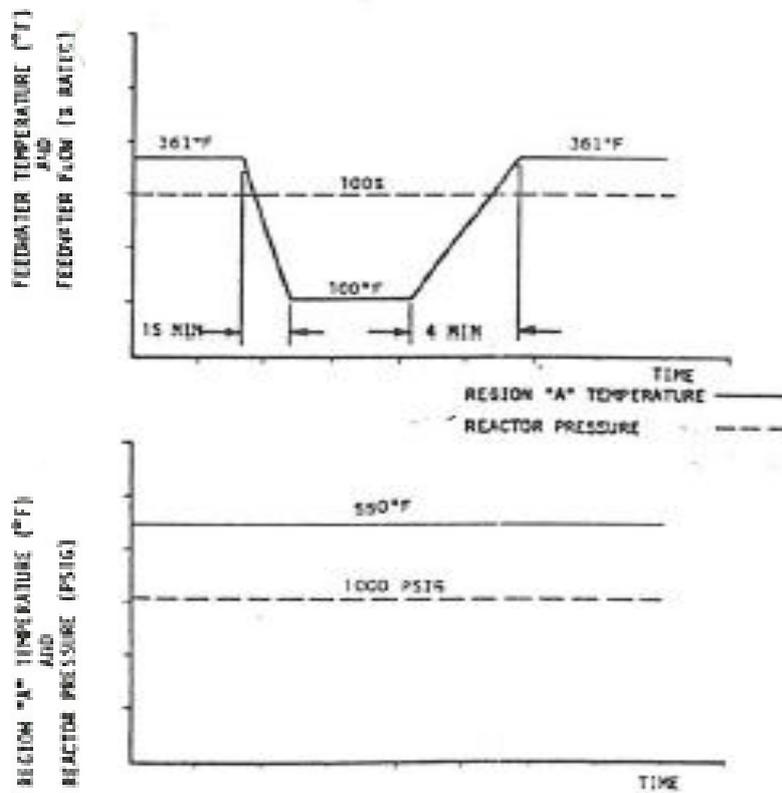


Figura II.12. Sobrepresión de 1250 psig

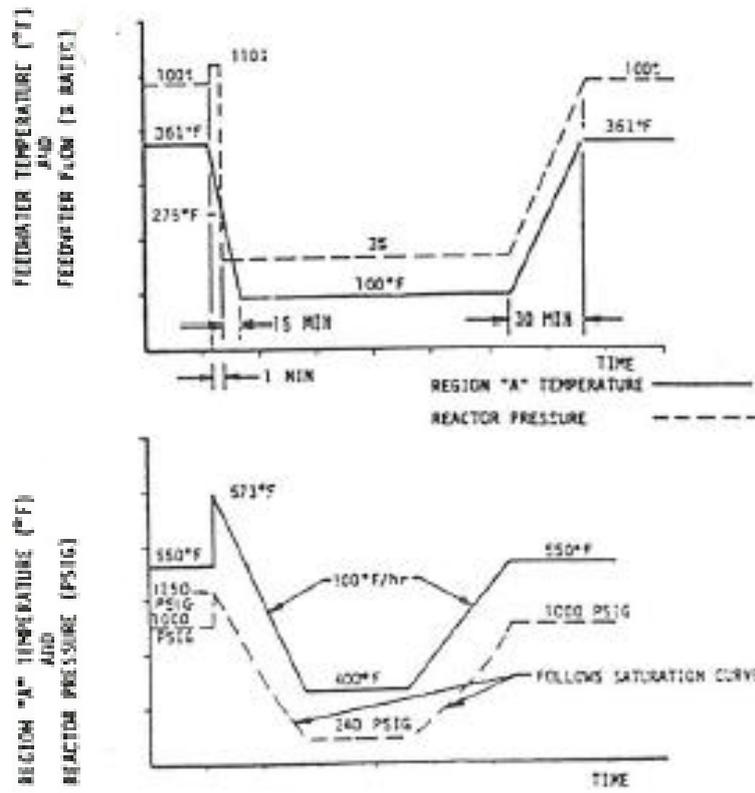


Figura II.13. Sobrepresión de 1375 psig

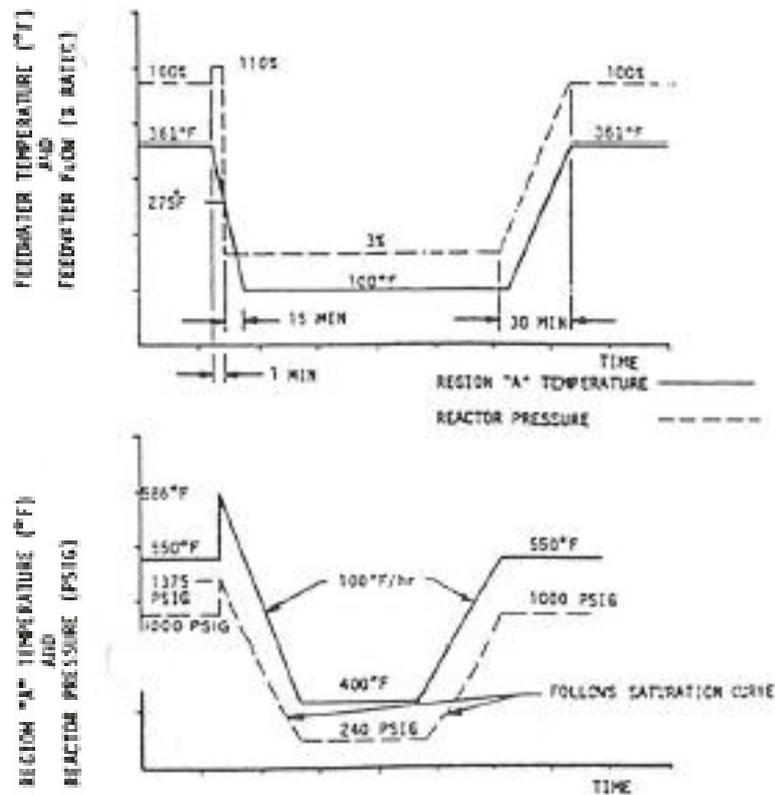


Figura II.14. Reducción a potencia cero

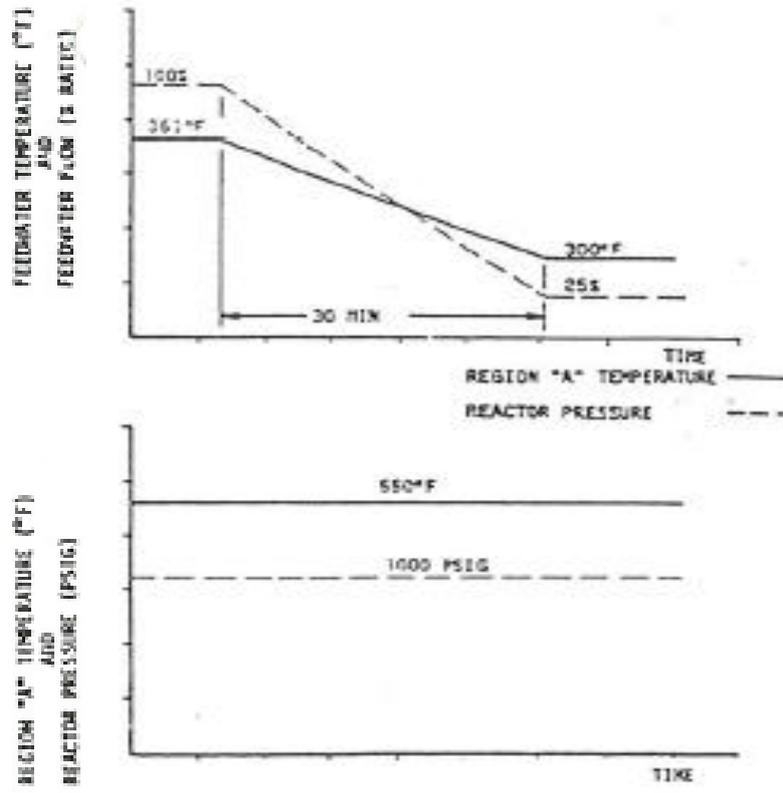


Figura II.15. Inicio parada caliente

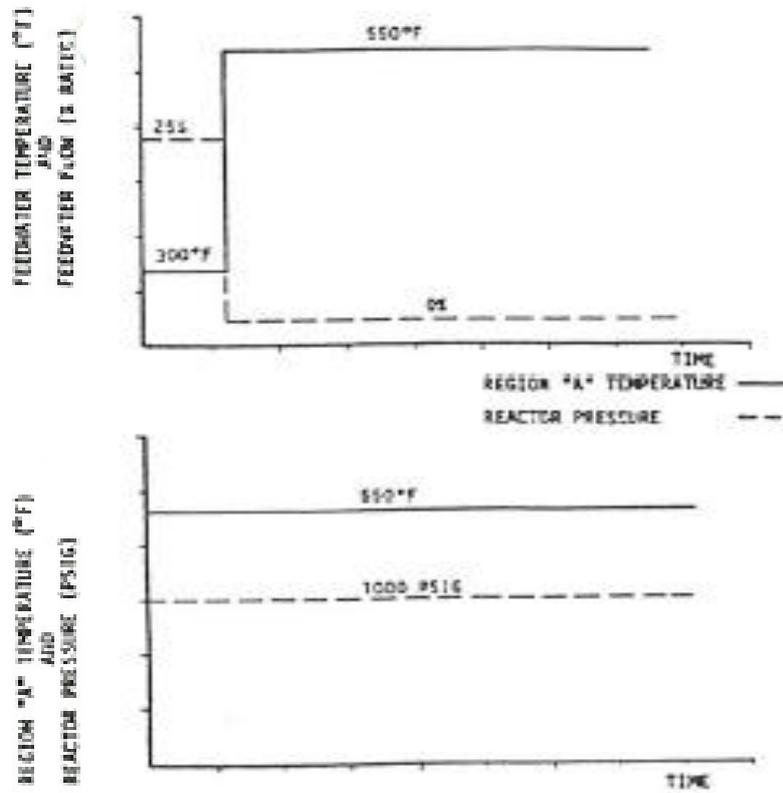


Figura II.16. Parada caliente

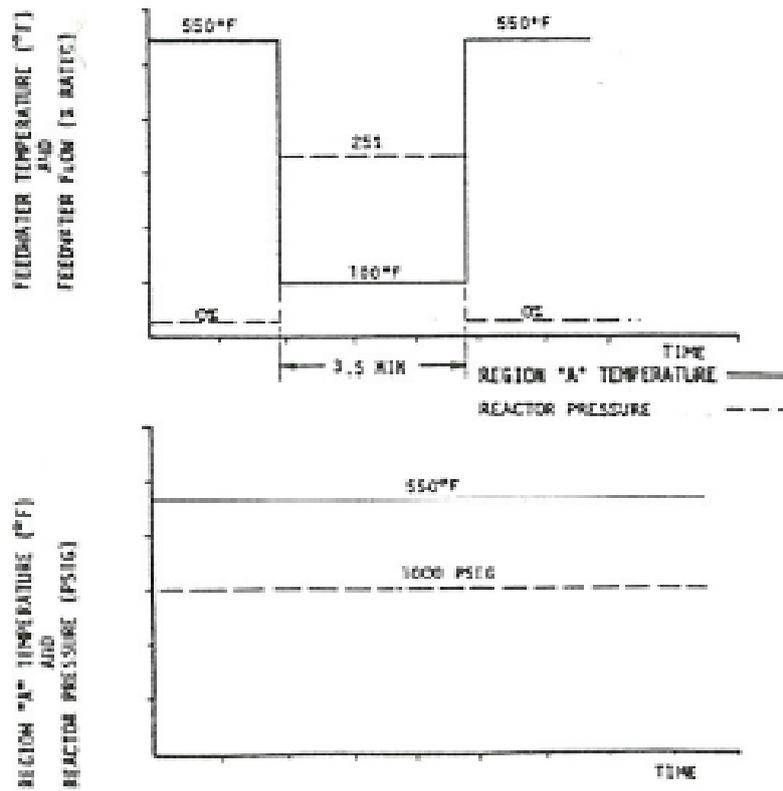


Figura II.17. Parada e inundación de la vasija

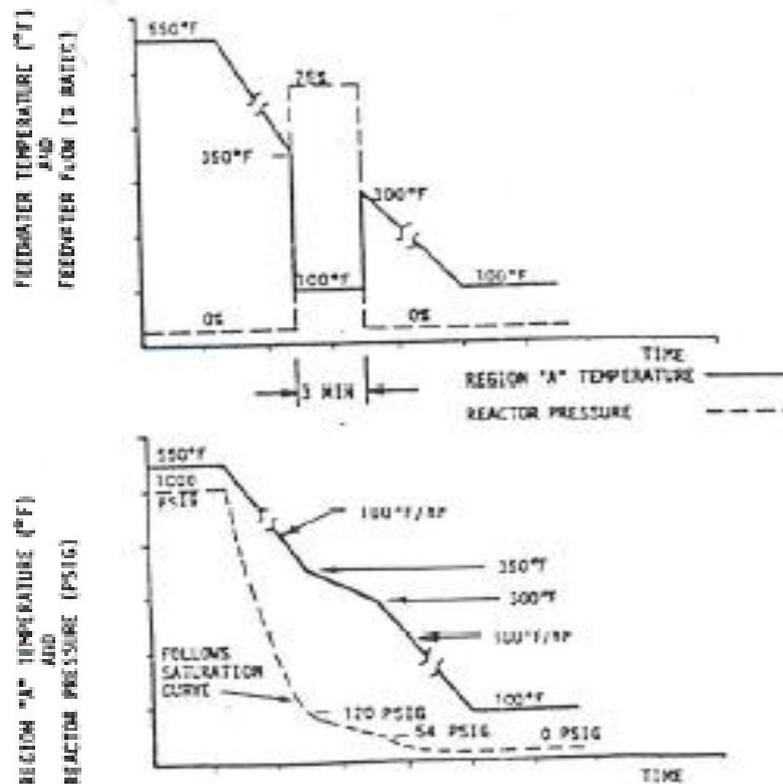


Figura II.18. Blowdown

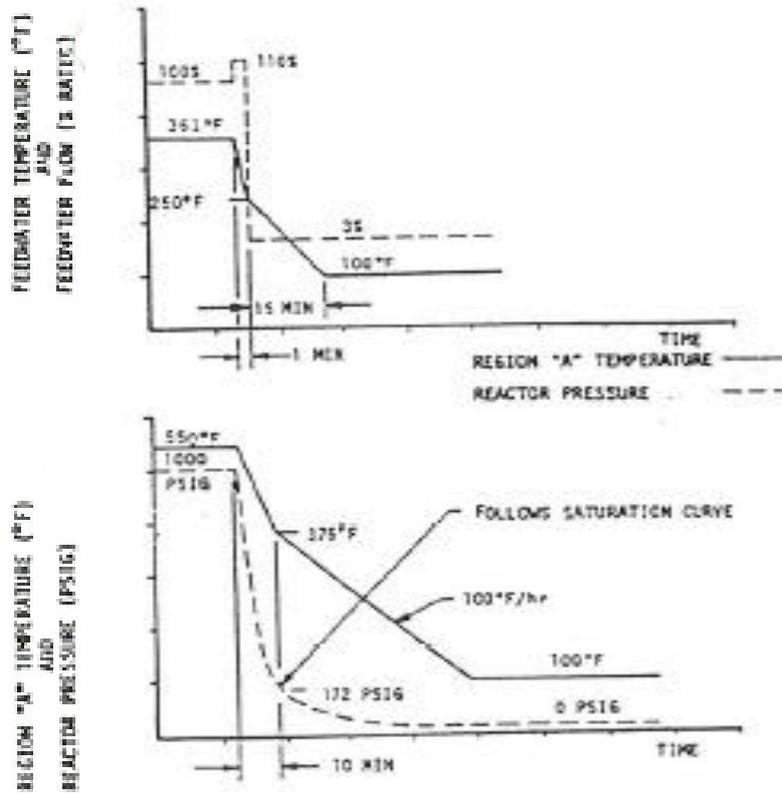
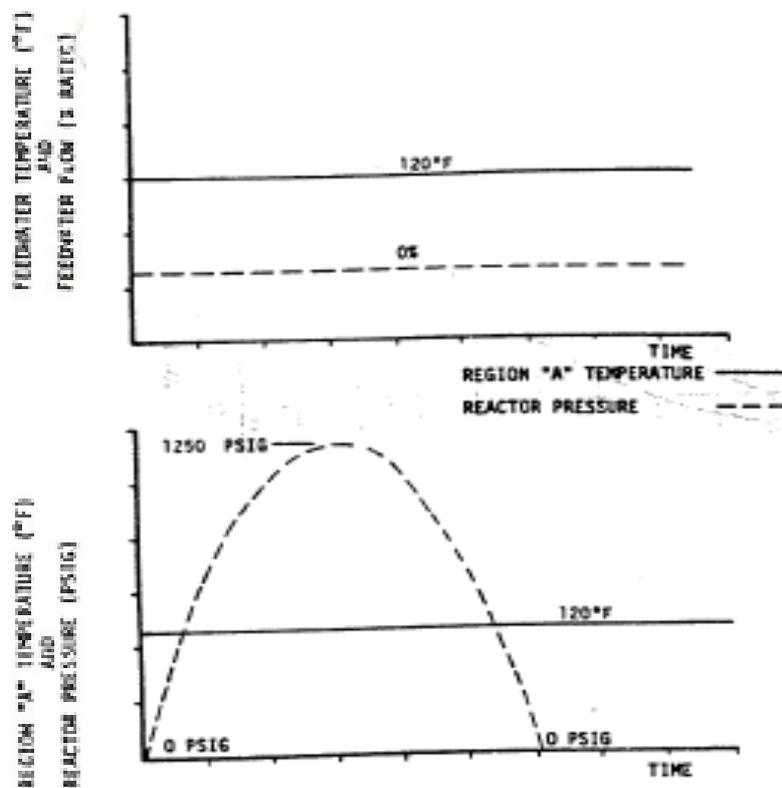


Figura II.19. Prueba de presión de diseño



II.1.2. TRANSITORIOS DE DISEÑO EN LA TÉ DE UNION LPCI/RRCC

El análisis a fatiga de este componente está documentado en la referencia [70]. En [14], y según [71] se consideran para este componente los transitorios definidos en la Tabla II.2.

Tabla II.2. Transitorios que afectan en el daño a fatiga de la té de unión RRCC/LPCI

Nº de Evento	Descripción	Nº ciclos para vida de 40 años
1	Arranque	120
2	Pérdida de los calentadores de A.A	10
3	Pérdida parcial de los calentadores de A.A.	70
4	Scram por disparo de turbina	40
5	Otros scrams	140
6	Parada	120
7	Blowdown/ actuación de válvulas de alivio/ seguridad	8
8	Prueba de presión de diseño	130
9	Pérdida de las bombas de A.A.	10
10	Inyección del LPCI	5
11	OBE	50

Los valores de los parámetros más importantes para la evaluación del daño a fatiga se muestran de La Figura II.20 a II.29.

Figura II.20. Arranque

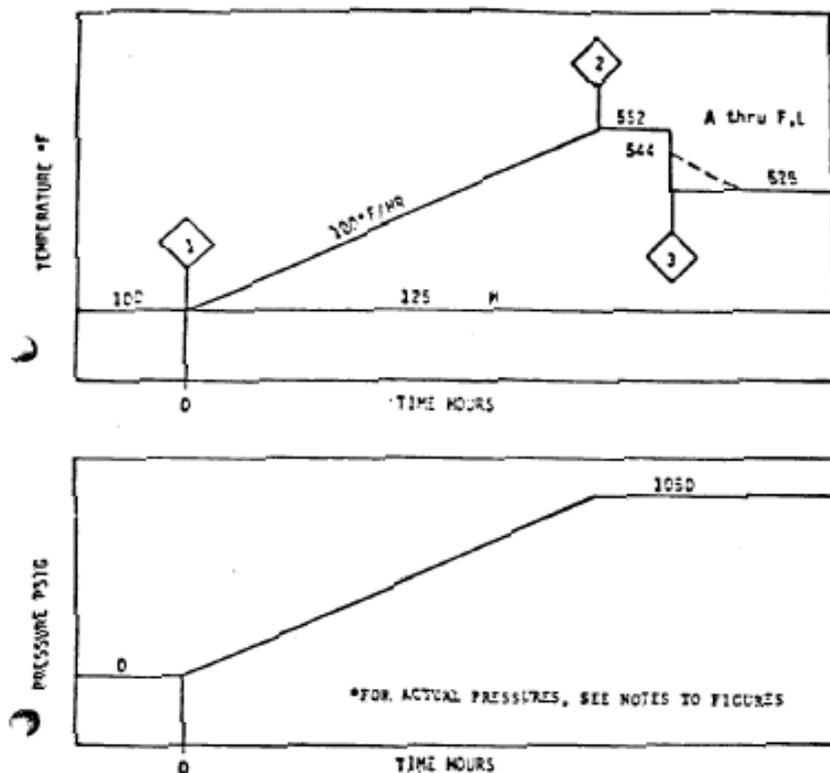


Figura II.21. Pérdida de los calentadores de AA

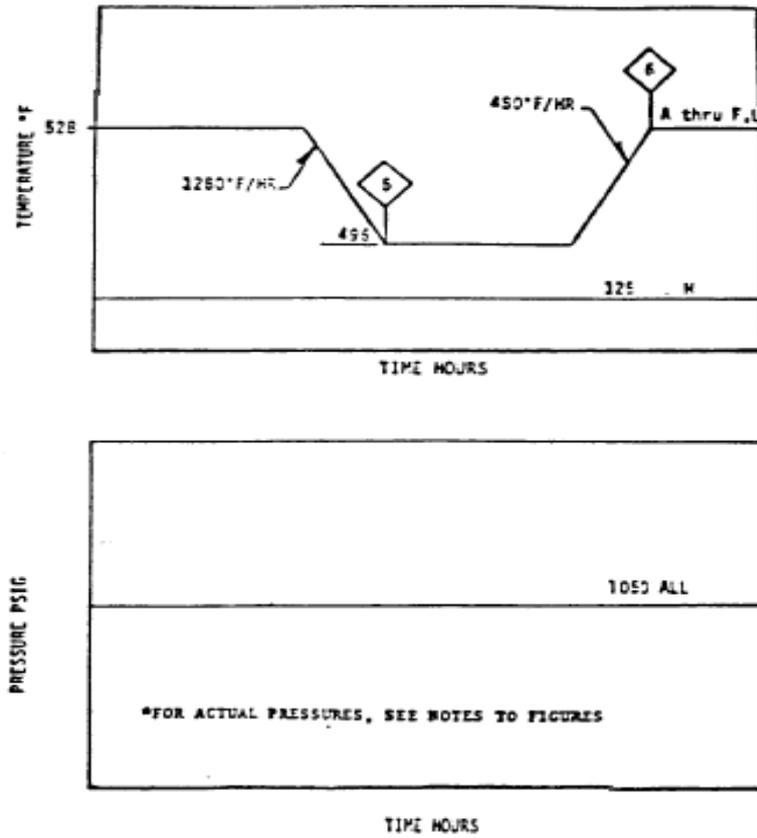


Figura II.22. Pérdida parcial de los calentadores de AA

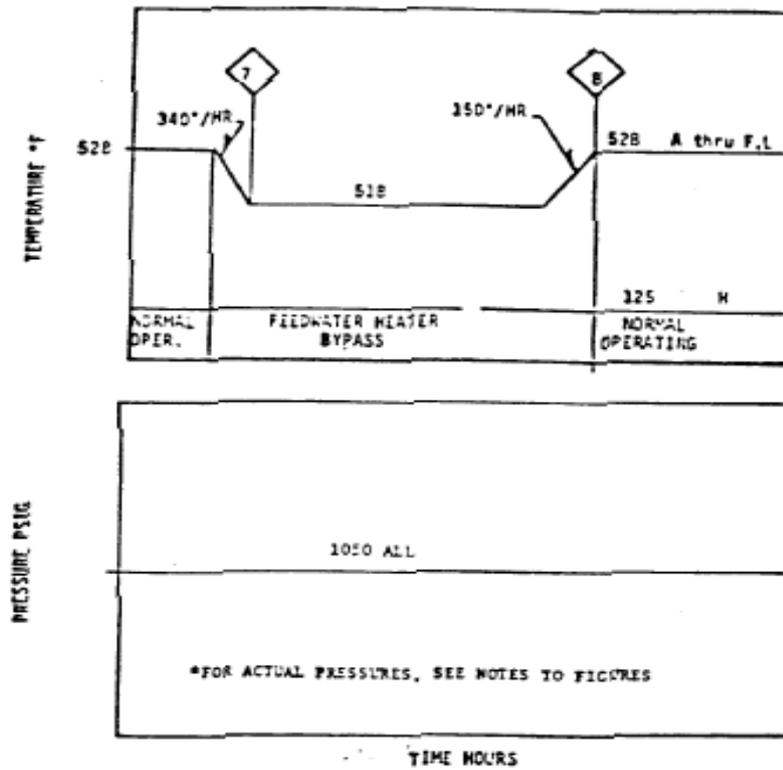


Figura II.23. Scrams por disparo de turbina/Otros scrams

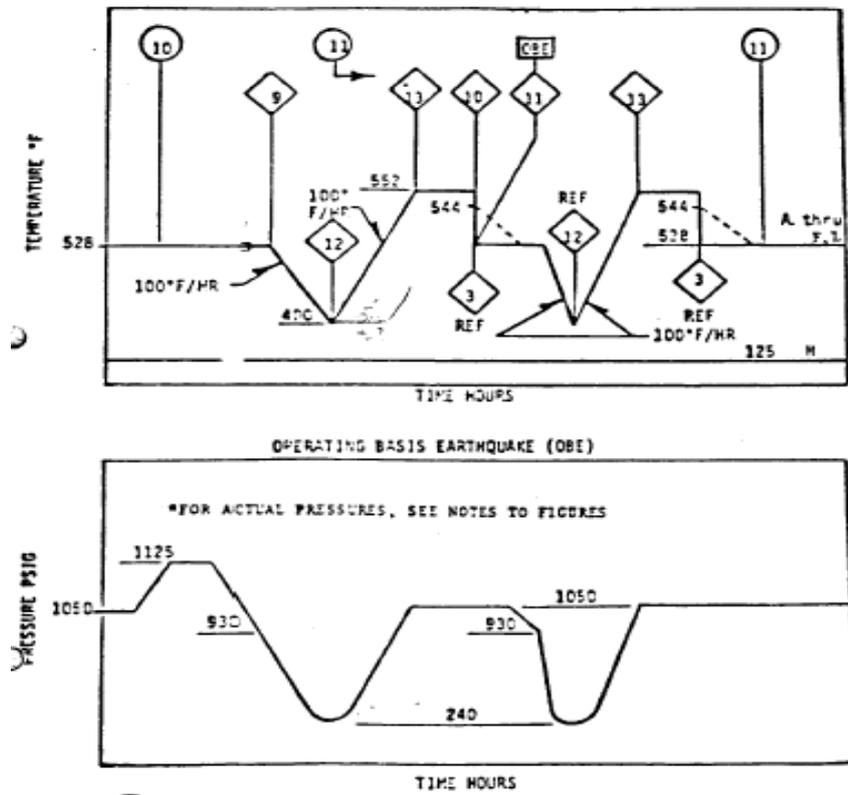


Figura II.24. Parada

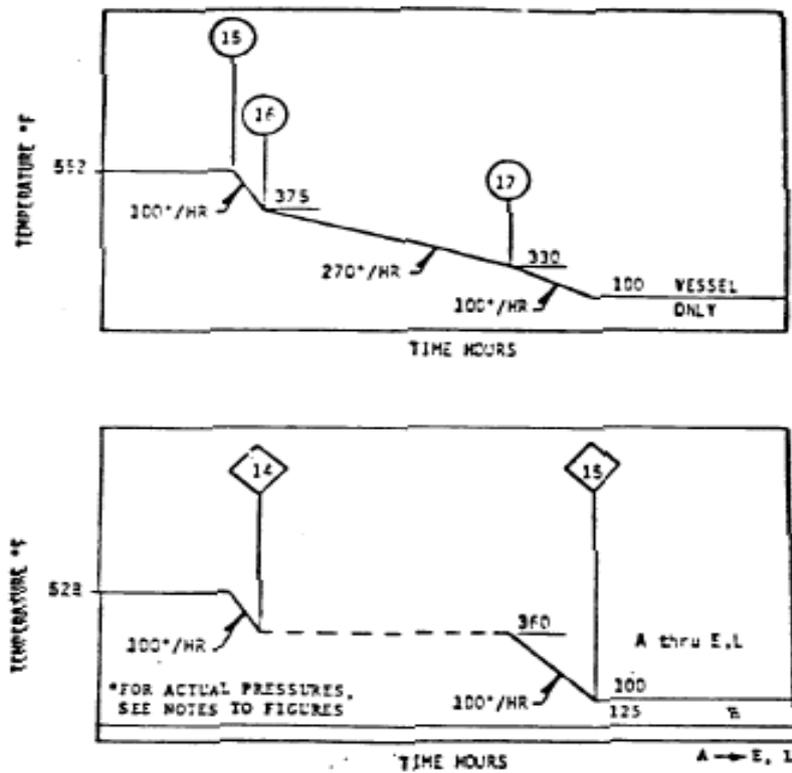


Figura II.25. Blowdown/ actuación de válvulas de alivio/ seguridad

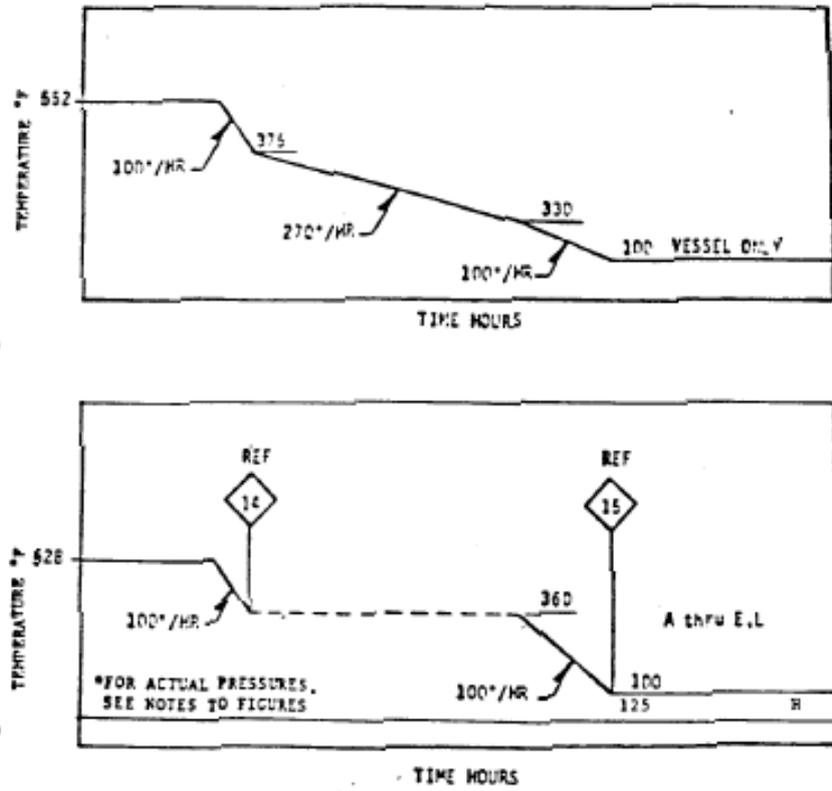


Figura II.26. Prueba de presión de diseño

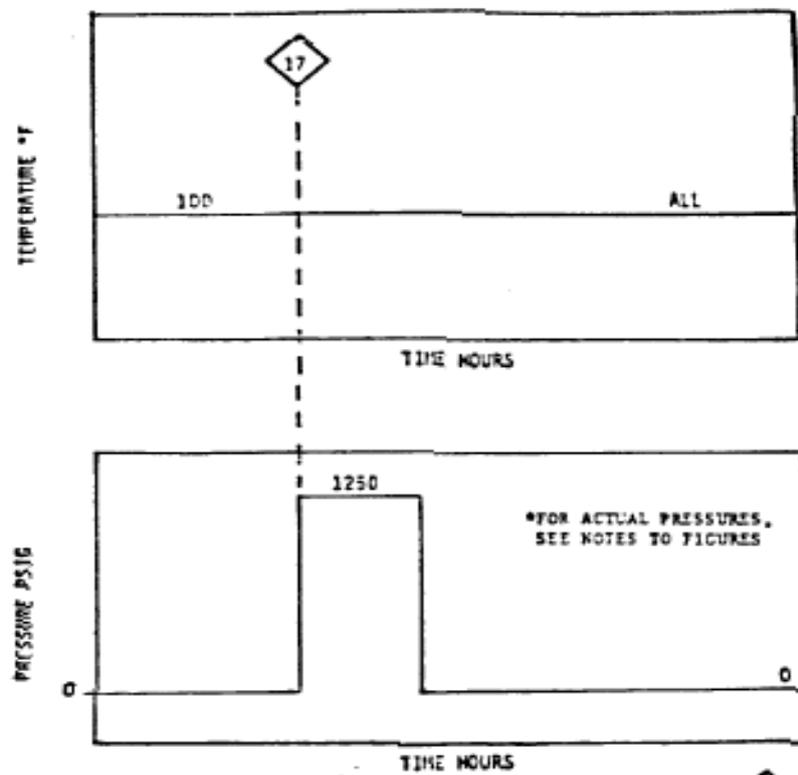


Figura II.27. Pérdida de las bombas de AA.

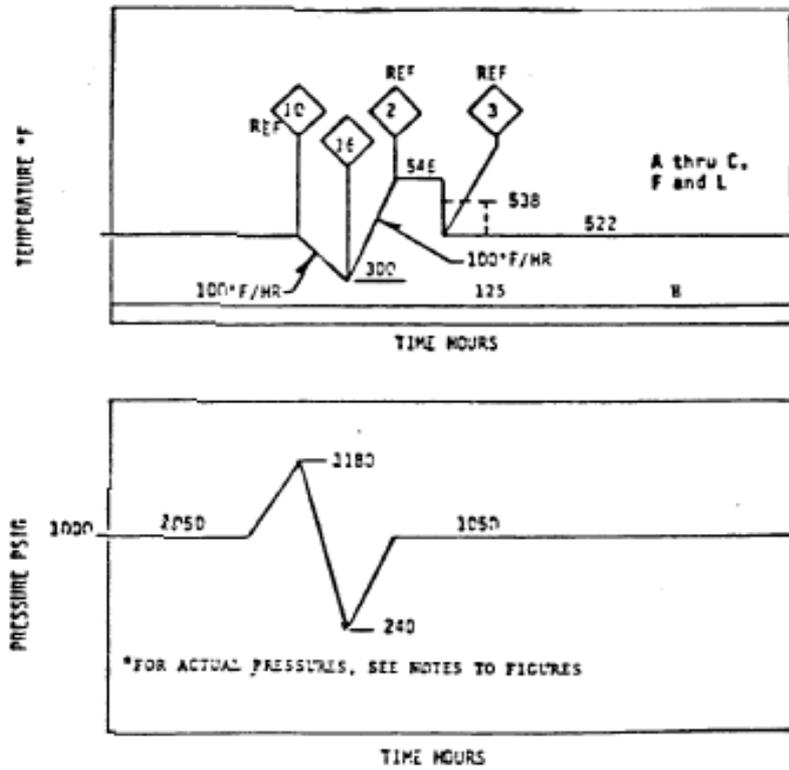


Figura II.28. Inyección del LPCI

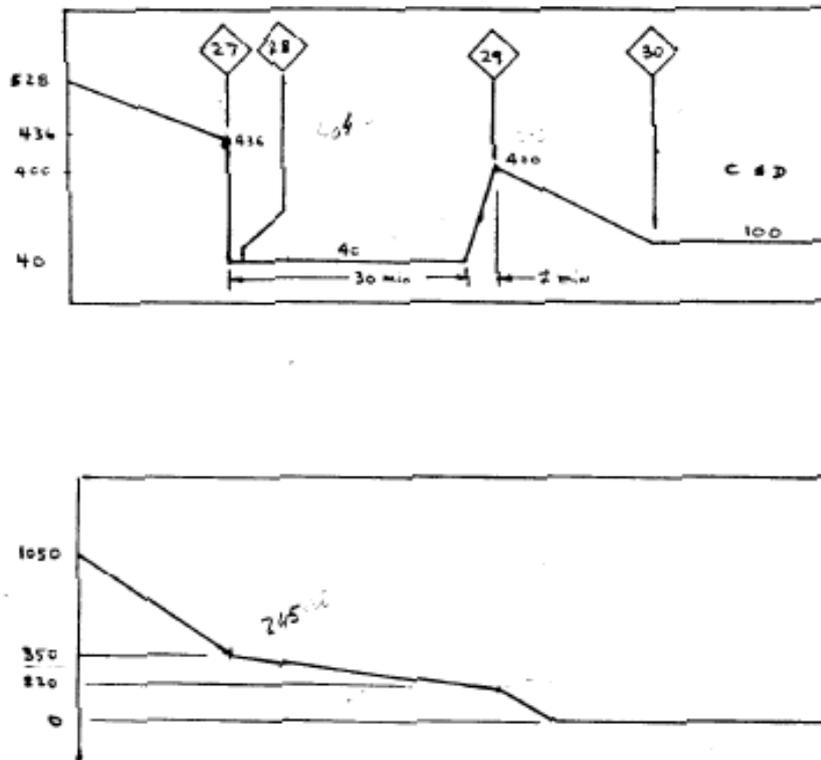
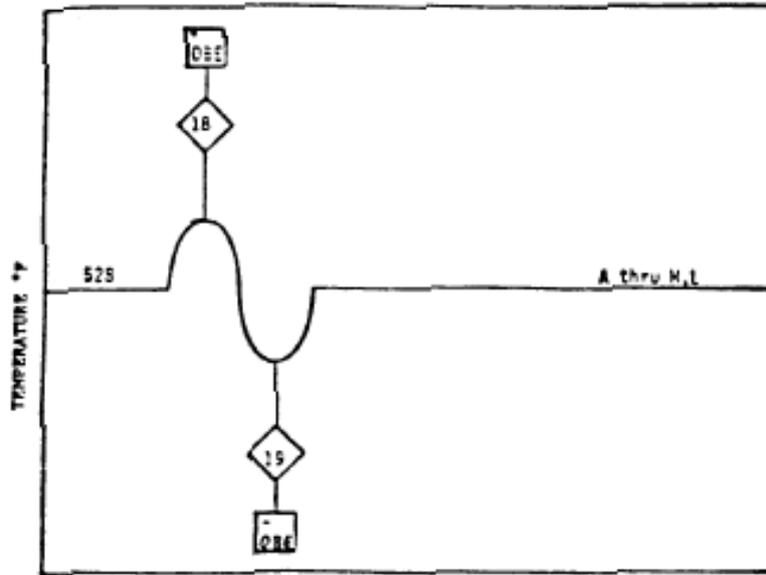


Figura II.29. OBE



ANEXO III

FUNCIONES DE GREEN

III.0. INTRODUCCIÓN

A continuación se muestra en detalle el procedimiento de obtención de las Funciones de Green en las localizaciones de interés de los componentes analizados (ver Anexo I del Capítulo 5), estudiando las diferencias que pueden tener lugar cuando se produce un cruce entre las tensiones principales. La geometría y las condiciones de temperatura y caudal impuestas para el cálculo de tensiones térmico se encuentran igualmente recogidas en el Anexo I.

En este Anexo III se muestran gráficamente diferentes funciones de tensión, siendo trasladadas al origen algunas de ellas para una mejor apreciación. En concreto, las seis componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} , así como la diferencia de tensiones principales ($S_i - S_j$) serán trasladadas al origen en todas las representaciones gráficas aquí expuestas.

III.1. TE DE UNIÓN RRCC/LPCI

III.1.1 CASO 1. 100% CAUDAL EN RRCC IN

Las funciones de Green en las localizaciones críticas se obtuvieron al simular una variación térmica negativa de 100 °F (de 550 a 450 °F) en la entrada de RRCC (IN). En este evento se reproduce dicha variación de temperatura cuando existen condiciones de caudal alto por los tres segmentos (RRCC IN, RRCC OUT y LPCI).

III.1.1.1. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: CORNER

En la Figura III.1 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Corner* ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.2 se exponen las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59], apreciándose una “intersección” entre la tensión principal S_1 y S_2 en los primeros instantes, y un cambio de dirección posterior en las funciones. Este hecho se debe a que no se fija la dirección de las tensiones principales tal como indica el código ASME [3]. Al resolver la ecuación cúbica de tensiones principales, se asigna por definición a S_1 como la mayor raíz, S_2 la mediana y S_3 la más pequeña. De este modo, nunca se permite que las tensiones principales se “cruzen”, generando funciones con variaciones bruscas y/o puntos de inflexión.

En la Figura III.3 se representan las tensiones principales generadas en esta localización cuando se fija la dirección de las tensiones principales, esto es, permitiendo el cruce de las tensiones principales S_1 y S_2 . En la Figura III.4 y Figura III.5 se muestran la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.2 y Figura III.3 respectivamente. En el primer caso

la mayor variación de tensiones corresponde a (S1-S3), mientras que en el segundo caso la mayor variación se debe a (S2-S3). En la Figura III.6 se comparan las Funciones de Green obtenidas, apreciándose en este caso una ligera diferencia, que posteriormente se verá reflejada en el daño a fatiga.

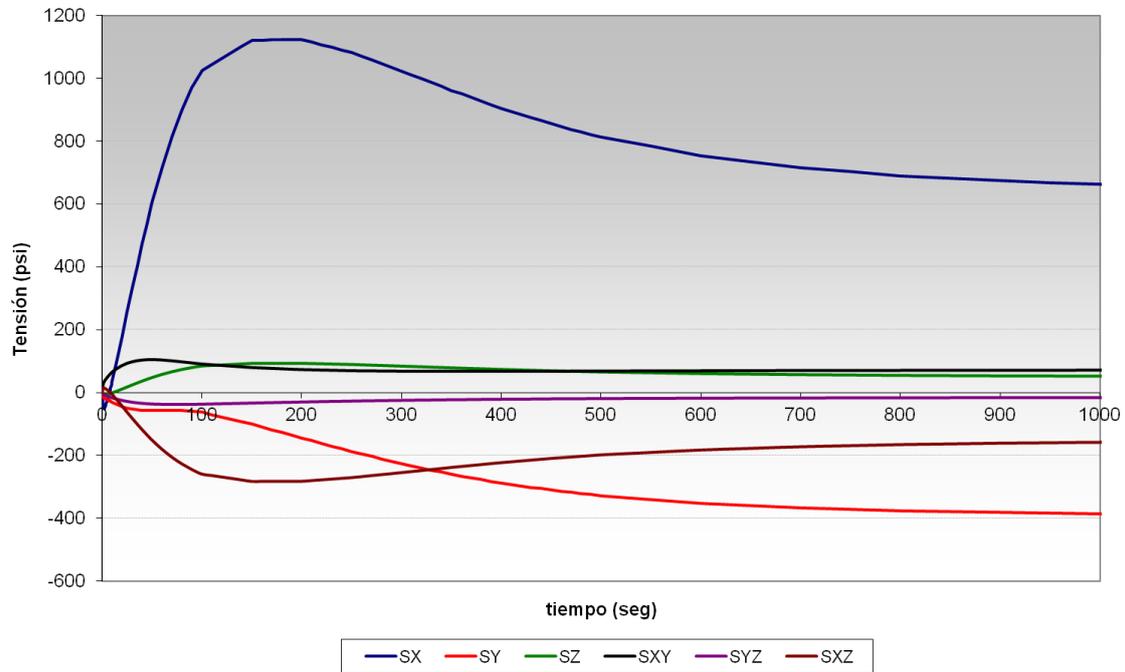


Figura III.1. Componentes de tensión trasladadas al origen ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 100% IN)

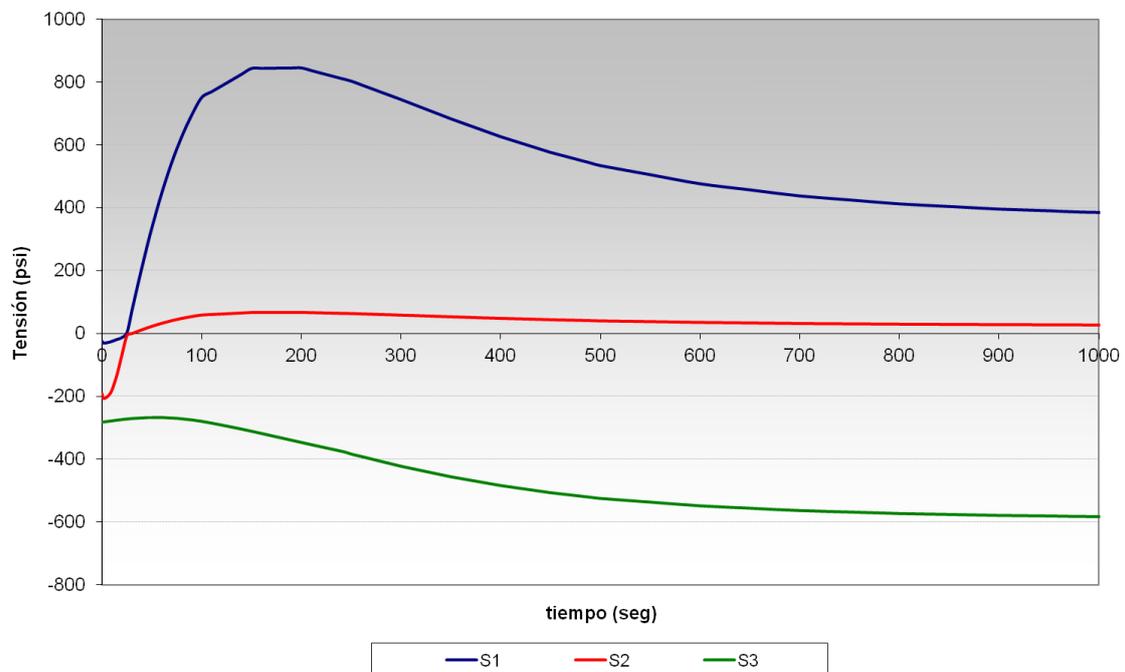


Figura III.2. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 100% IN)

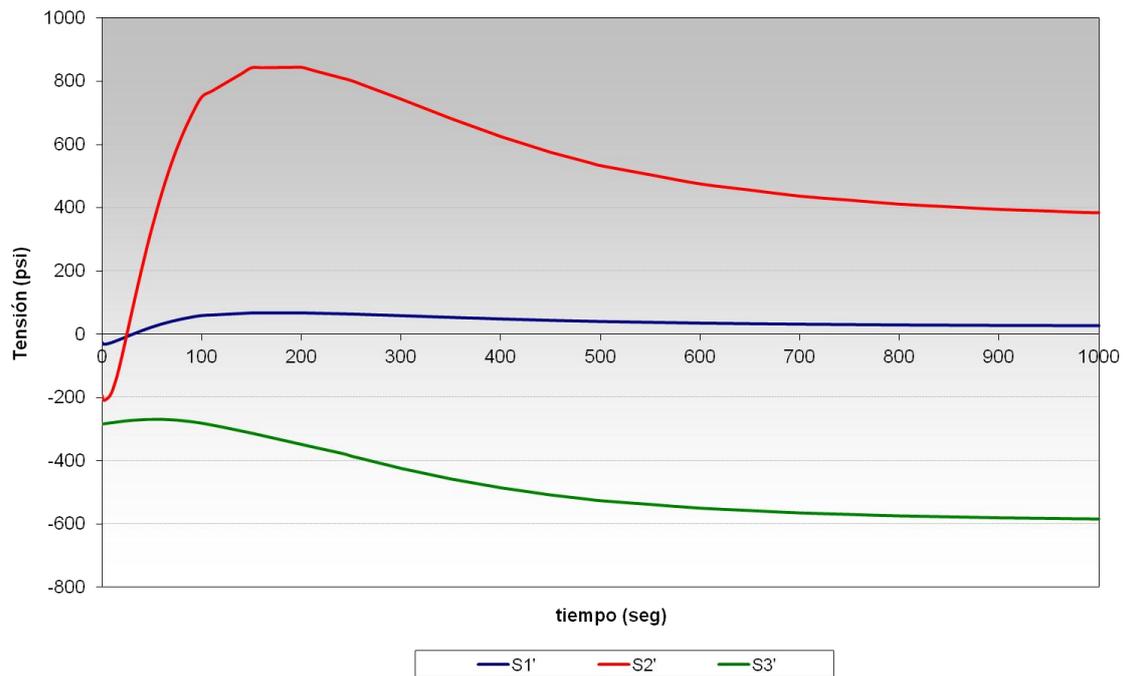


Figura III.3. Tensiones principales fijando las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 100% IN)

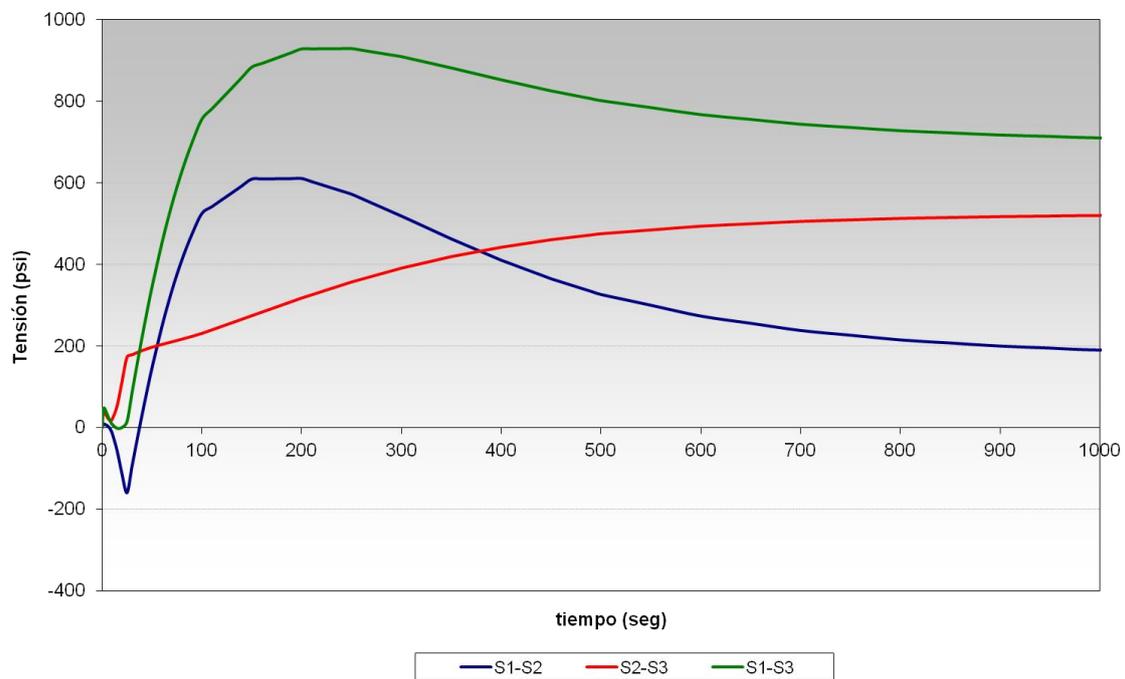


Figura III.4. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 100% IN)

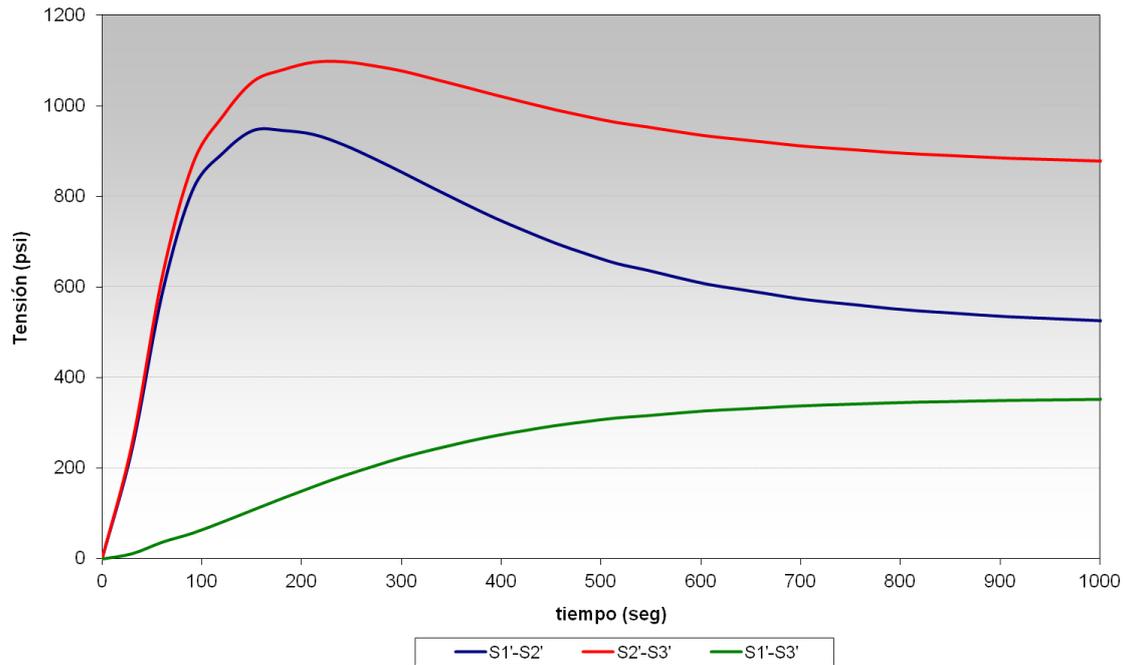


Figura III.5. Diferencia de tensiones principales fijando las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 100% IN)

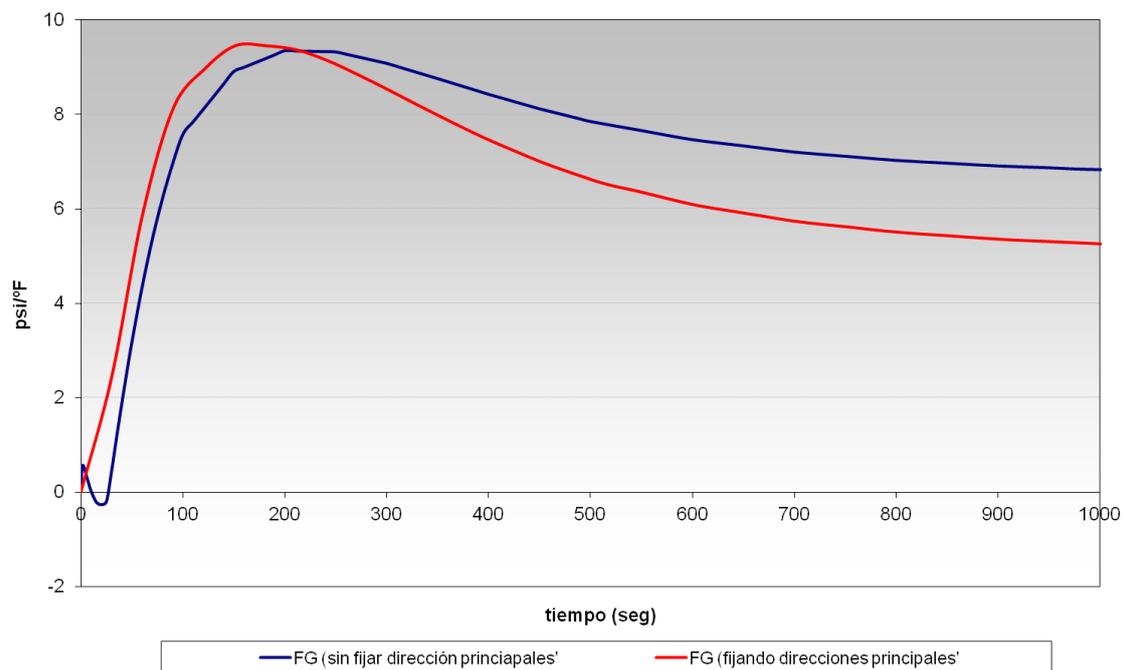


Figura III.6. Funciones de Green. ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 100% IN)

En la Figura III.7 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura 5.4), se verifica que el acoplamiento en este caso es negativo.

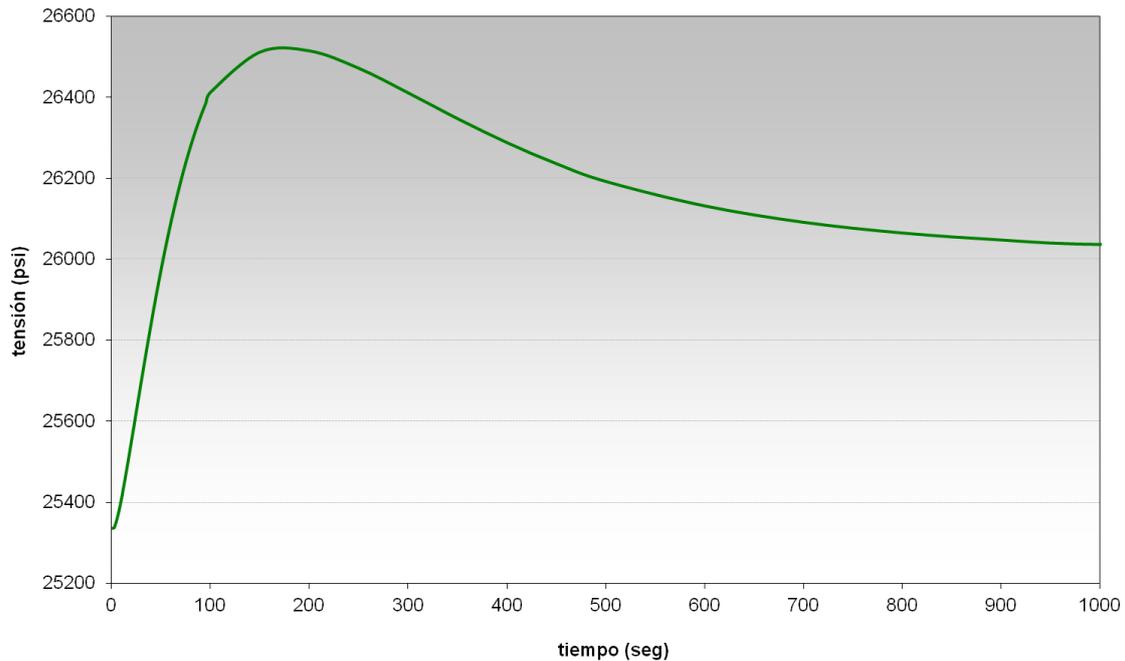


Figura III.7. Tensiones térmicas ($\Delta T = -100$ °F) previa precarga de presión.

Localización: Corner. (Caudal 100% IN)

III.1.1.2. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: SIDE

En la Figura III.8 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Side* ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.9 se muestran las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59]. En este caso se aprecia una “intersección” entre las tensiones principales S_2 y S_3 al inicio seguido de un cambio de dirección en esas funciones.

En la Figura III.10 se representan las tensiones principales generadas en esta localización cuando se fija la dirección de las tensiones principales, esto es, permitiendo el cruce de las tensiones principales S_2 y S_3 . En la Figura III.11 y Figura III.12 se muestran la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.9 y Figura III.10 respectivamente. En ambos casos la mayor variación de tensiones corresponde a (S_1-S_3), que como se puede apreciar son prácticamente iguales, ya que la intersección que se produce al principio apenas influye en el resultado final, al producirse en los primeros instantes entre dos tensiones principales cuyos valores previos a la intersección también eran similares. En la Figura III.13 se comparan las Funciones de Green obtenidas, sin apreciarse en este caso apenas diferencia, la cual tendrá un efecto imperceptible en el daño a fatiga.

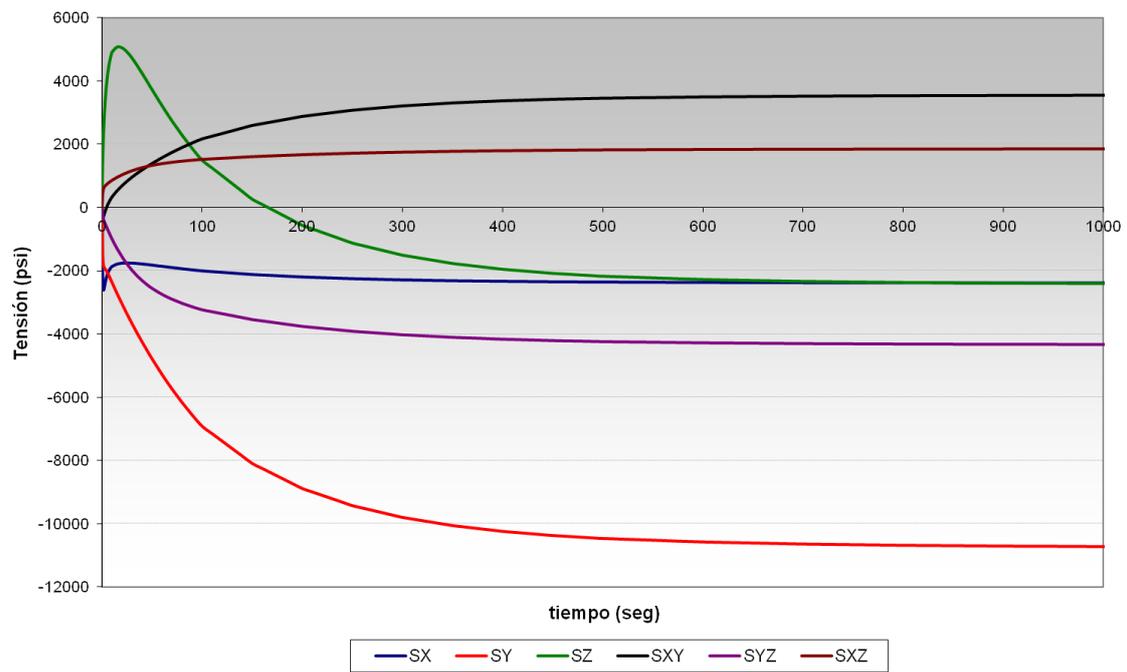


Figura III.8. Componentes de tensión trasladadas al origen
($\Delta T = -100$ °F). Localización: Side. (Caudal 100% IN)

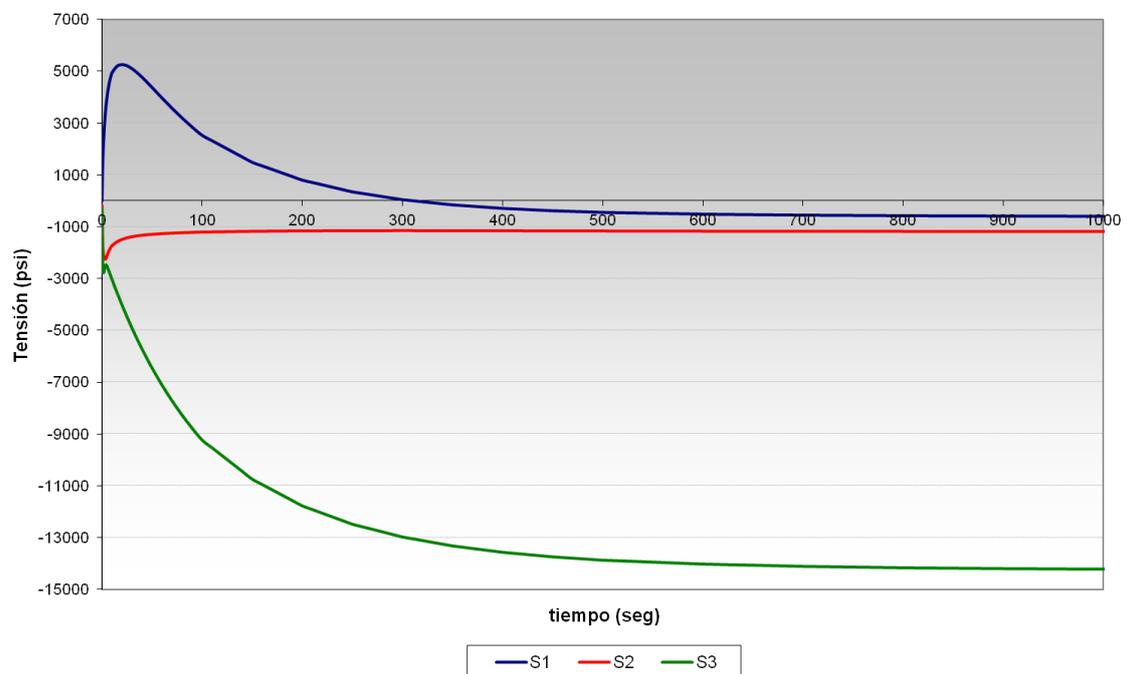


Figura III.9. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F).
Localización: Side. (Caudal 100% IN)

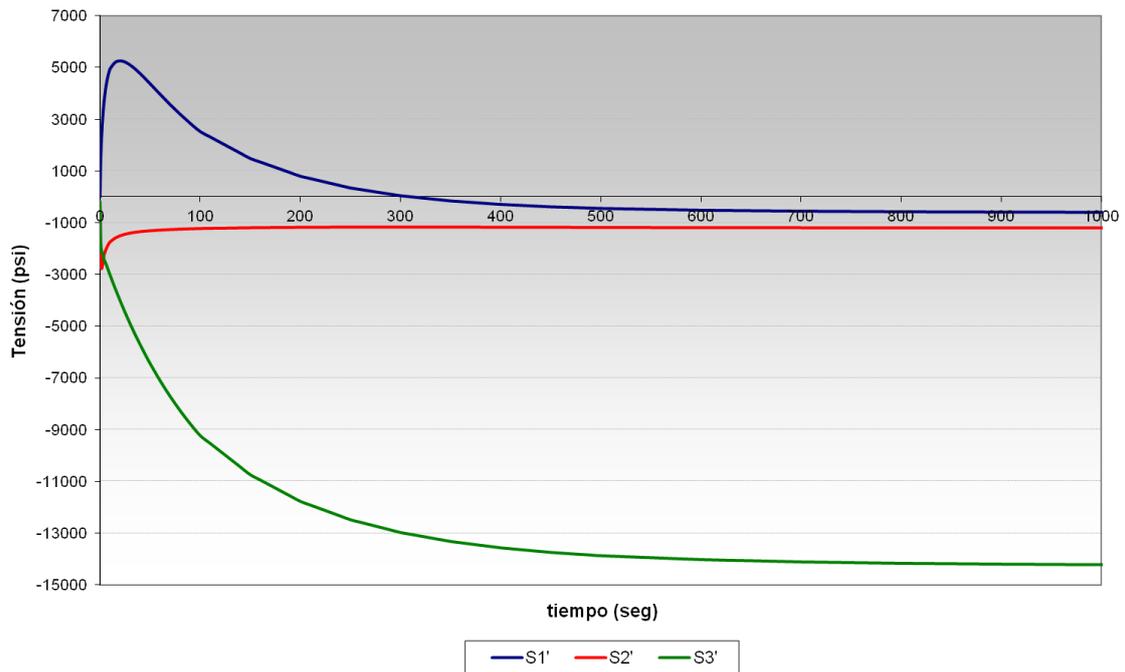


Figura III.10. Tensiones principales fijando las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F).
Localización: Side. (Caudal 100% IN)

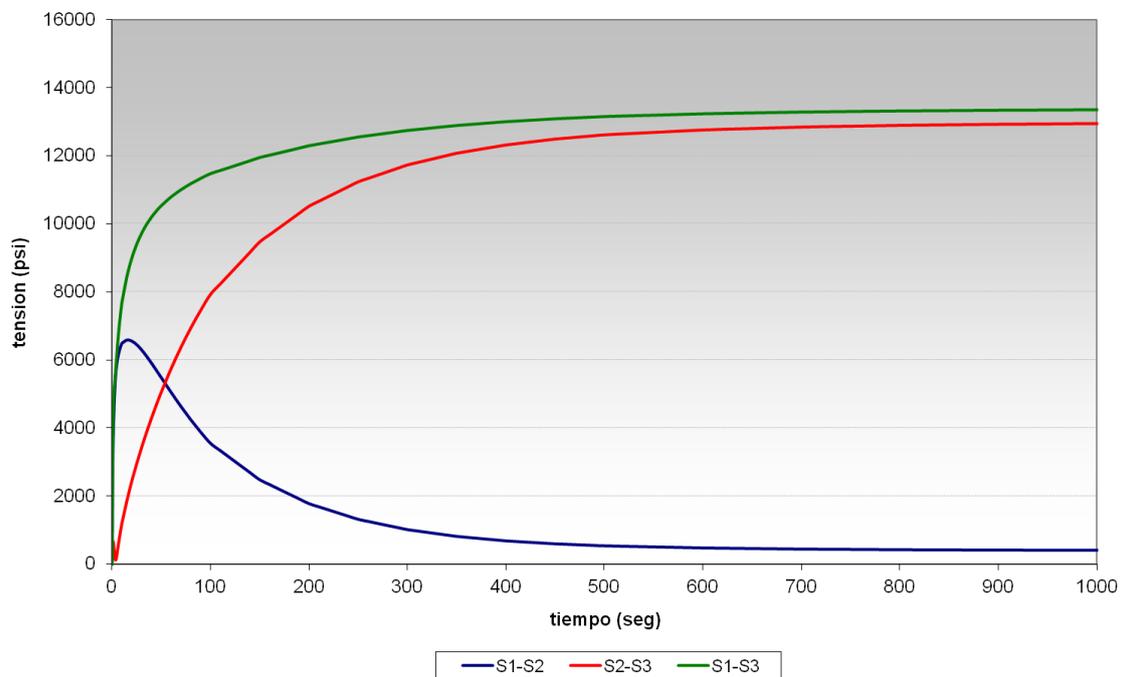


Figura III.11. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales.
Localización: Side. (Caudal 100% IN)

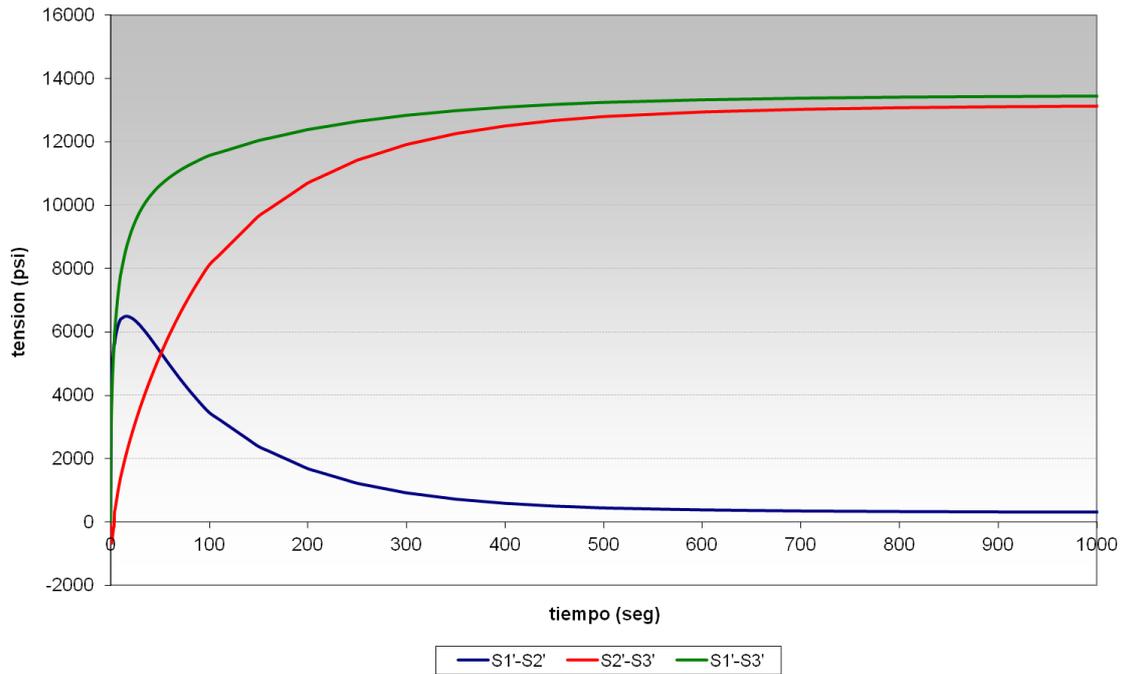


Figura III.12. Diferencia de tensiones principales fijando las direcciones principales.
Localización: Side. (Caudal 100% IN)

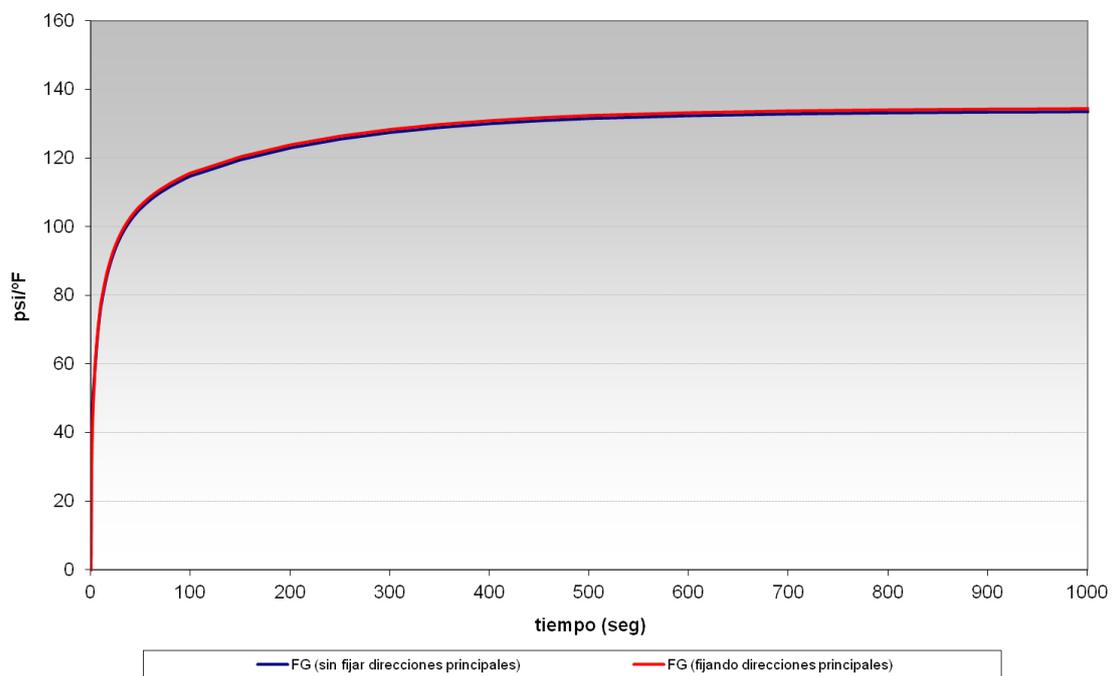


Figura III.13. Funciones de Green. Localización: Side. (Caudal 100% IN)

En la Figura III.14 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura

5.4), se comprueba que el acoplamiento en este caso es positivo, ya que la Función de Green obtenida sin precarga es creciente (acoplamiento negativo) y con precarga es decreciente (se cambia el signo del acoplamiento).

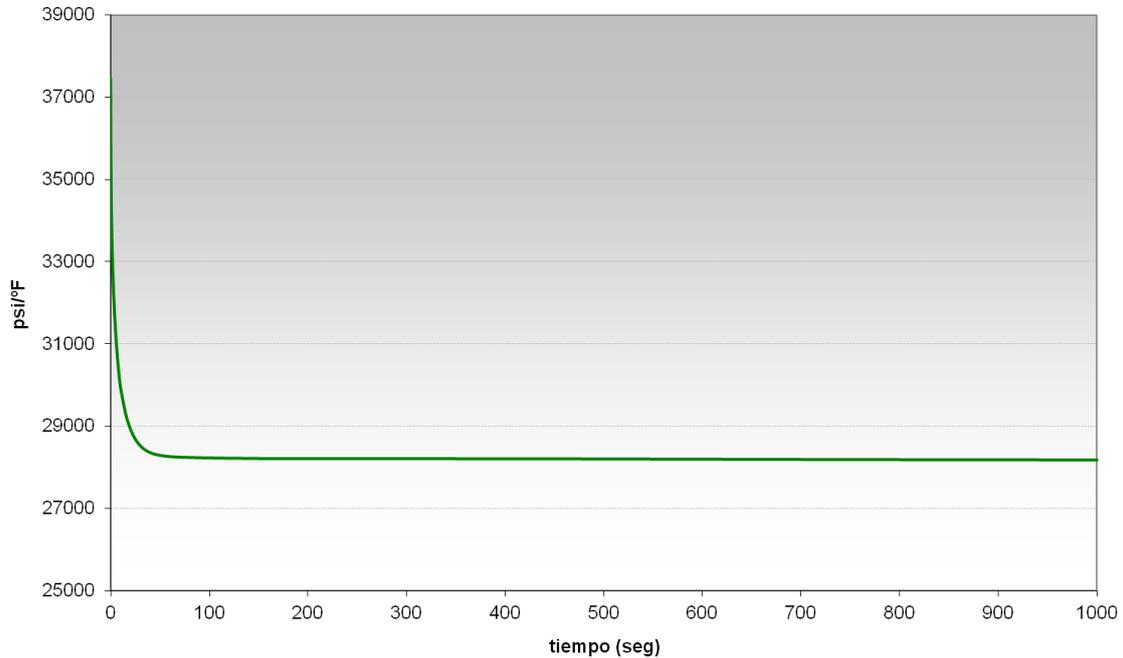


Figura III.14. Tensiones térmicas ($\Delta T = -100$ °F) previa precarga de presión.
Localización: Side. (Caudal 100% IN)

III.1.2. CASO 2. 25% CAUDAL EN RRCC IN

Las funciones de Green en las localizaciones críticas se obtuvieron al simular una variación térmica negativa de 100 °F (de 400 a 300 °F) en la entrada de RRCC (IN). En este evento se reproduce dicha variación de temperatura cuando existen condiciones de caudal bajo en la entrada de RRCC (IN) y caudal alto por los otros dos segmentos (RRCC OUT y LPCI).

III.1.2.1. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: CORNER

En la Figura III.15 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Corner* ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.16 se exponen las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59], apreciándose una “intersección” entre la tensión principal S_1 y S_2 en los primeros instantes, y un cambio de dirección posterior en las funciones.

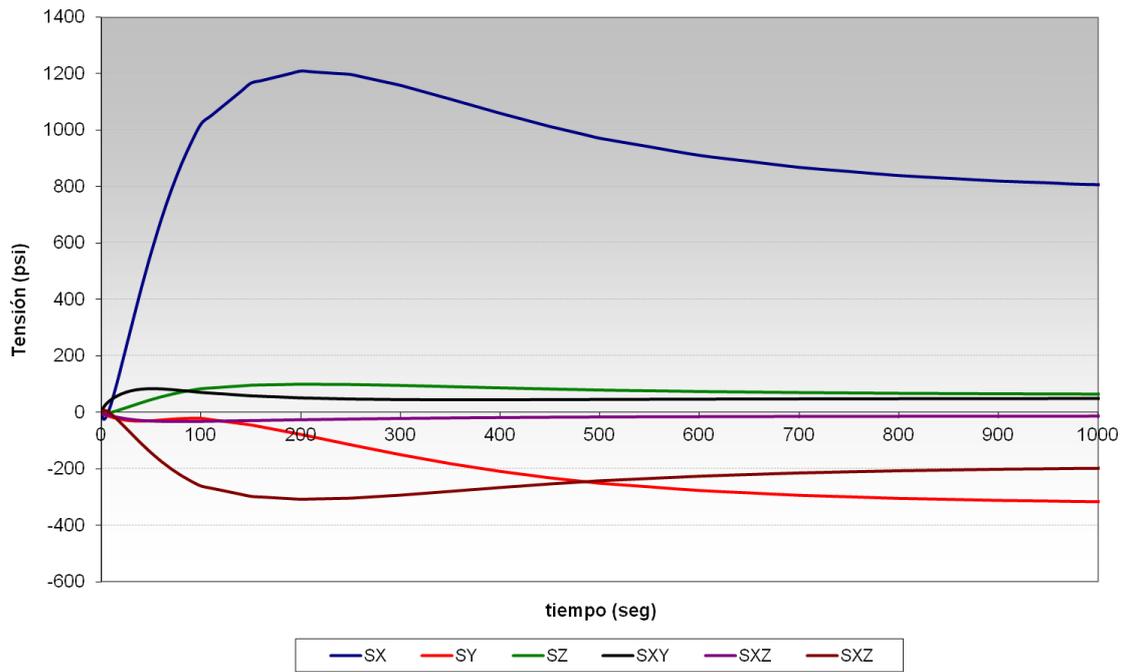


Figura III.15. Componentes de tensión trasladadas al origen ($\Delta T = -100\text{ }^{\circ}\text{F}$). Localización: Corner. (Caudal 25% IN)

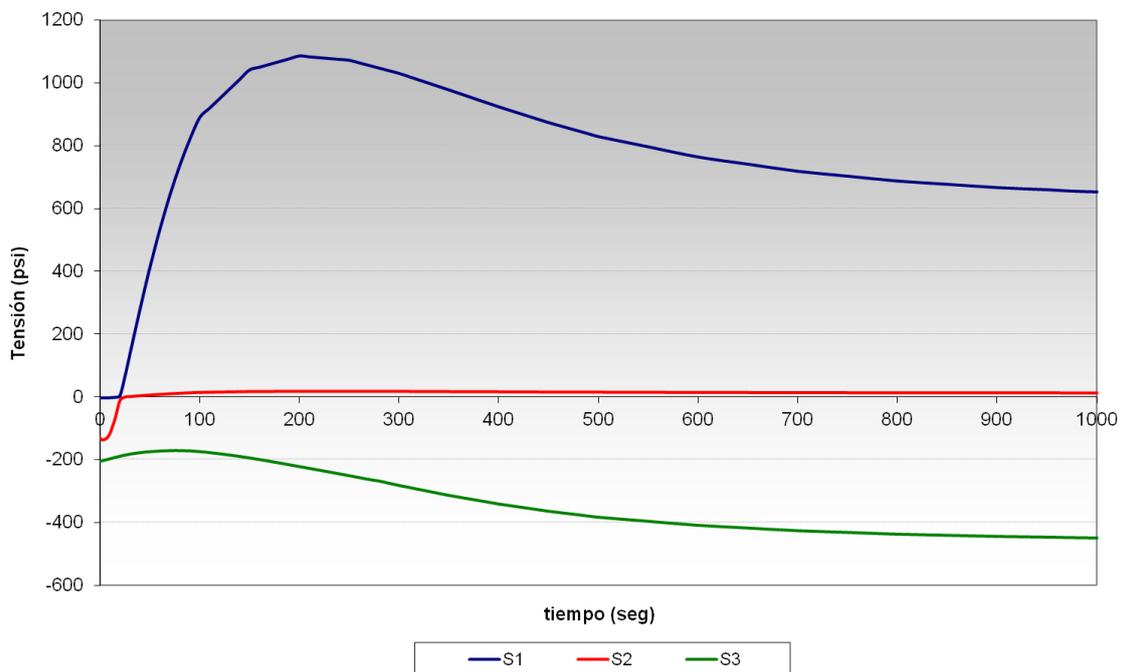


Figura III.16. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -100\text{ }^{\circ}\text{F}$). Localización: Corner. (Caudal 25% IN)

En la Figura III.17 se representan las tensiones principales generadas en esta localización cuando se fija la dirección de las tensiones principales, esto es, permitiendo el cruce de las tensiones principales S1 y S2.

En la Figura III.18 y Figura III.19 se muestran la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.16 y Figura III.17 respectivamente. En el primer caso la mayor variación de tensiones corresponde a (S1-S3), mientras que en el segundo caso la mayor variación se debe a (S2-S3), circunstancia producida por haber fijado la dirección de las tensiones principales. En la Figura III.20 se comparan las Funciones de Green obtenidas, apreciándose en este caso una ligera diferencia, que posteriormente se verá reflejada en el daño a fatiga.

En la Figura III.21 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura 5.4), se verifica que el acoplamiento en este caso es negativo.

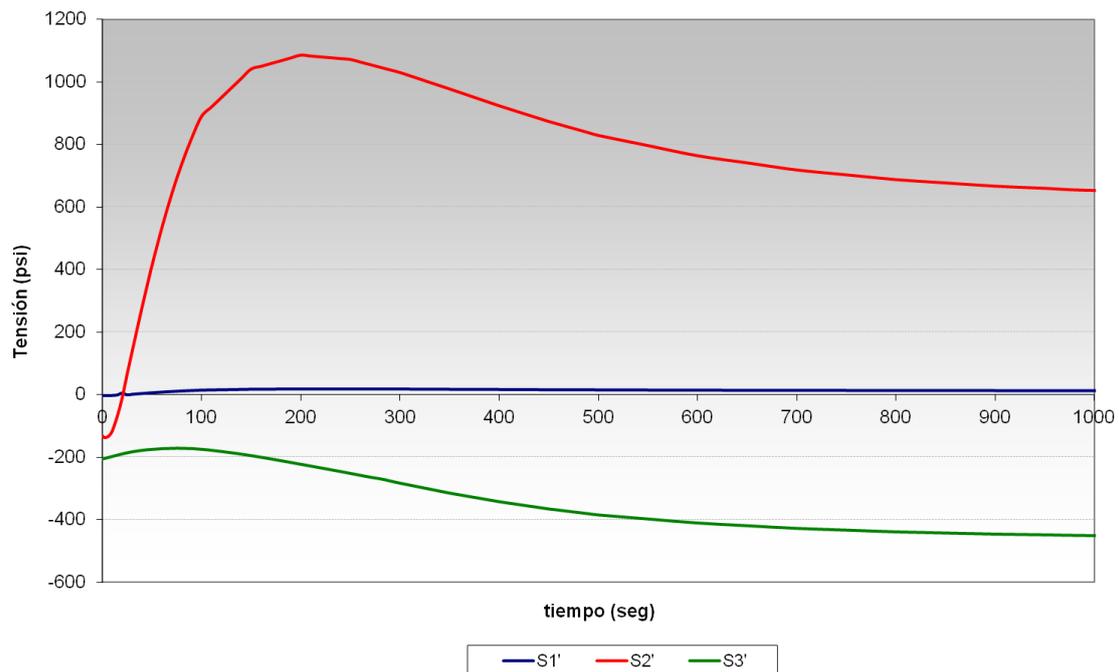


Figura III.17. Tensiones principales fijando las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 25% IN)

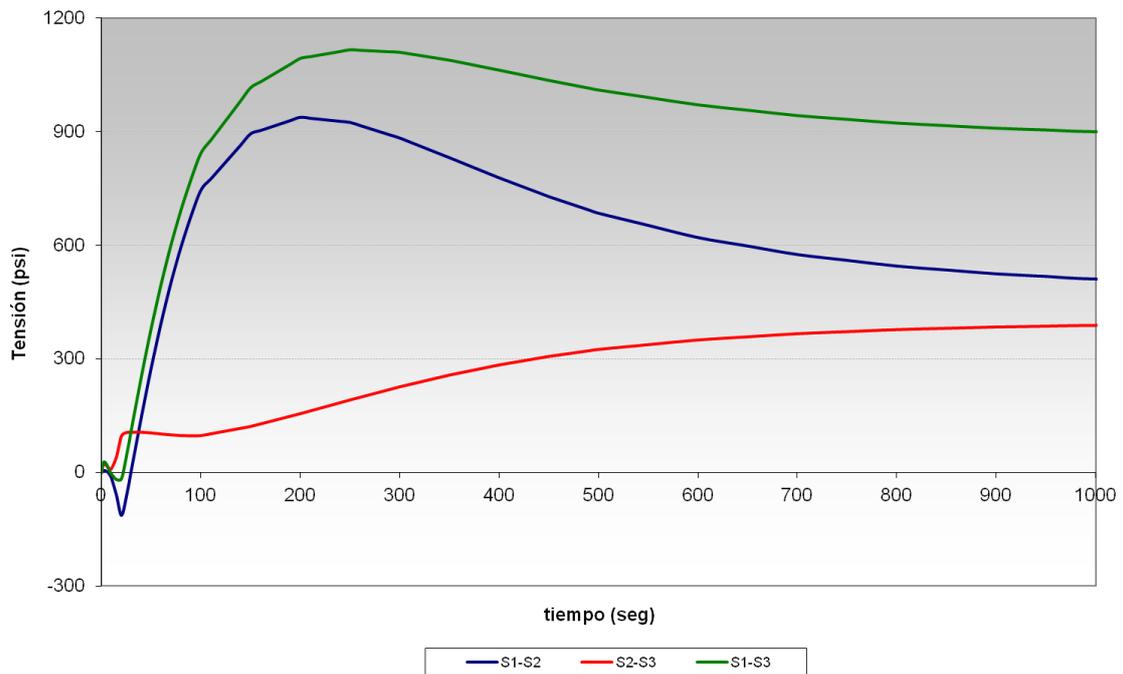


Figura III.18. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 25% IN)

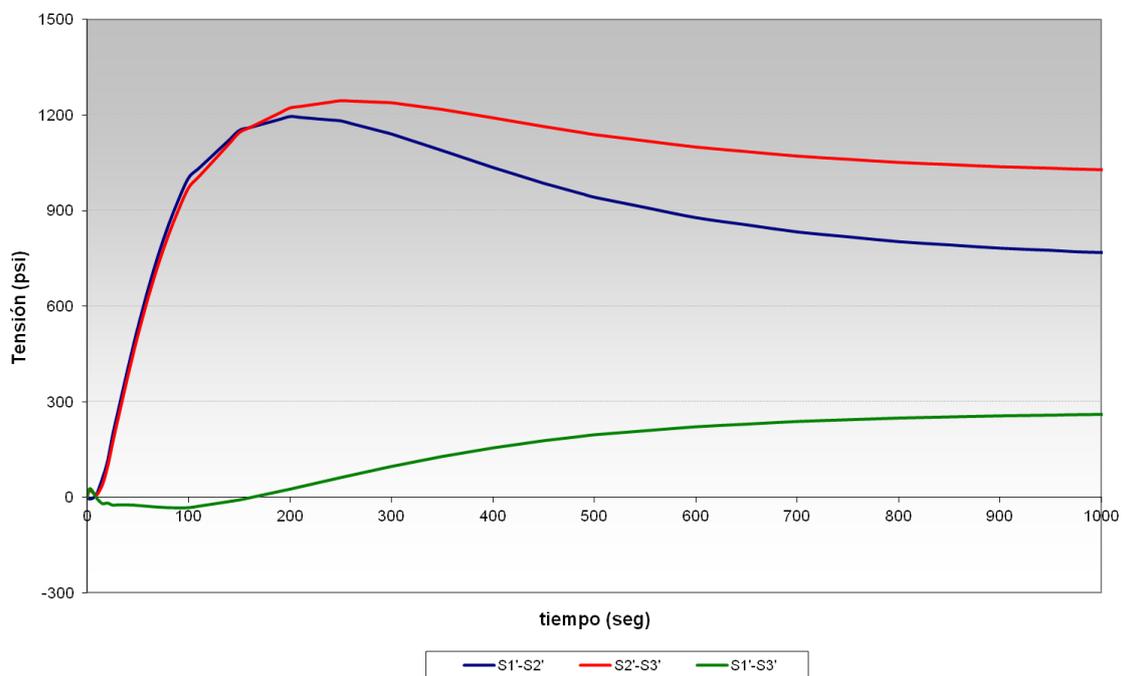


Figura III.19. Diferencia de tensiones principales fijando las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 25% IN)

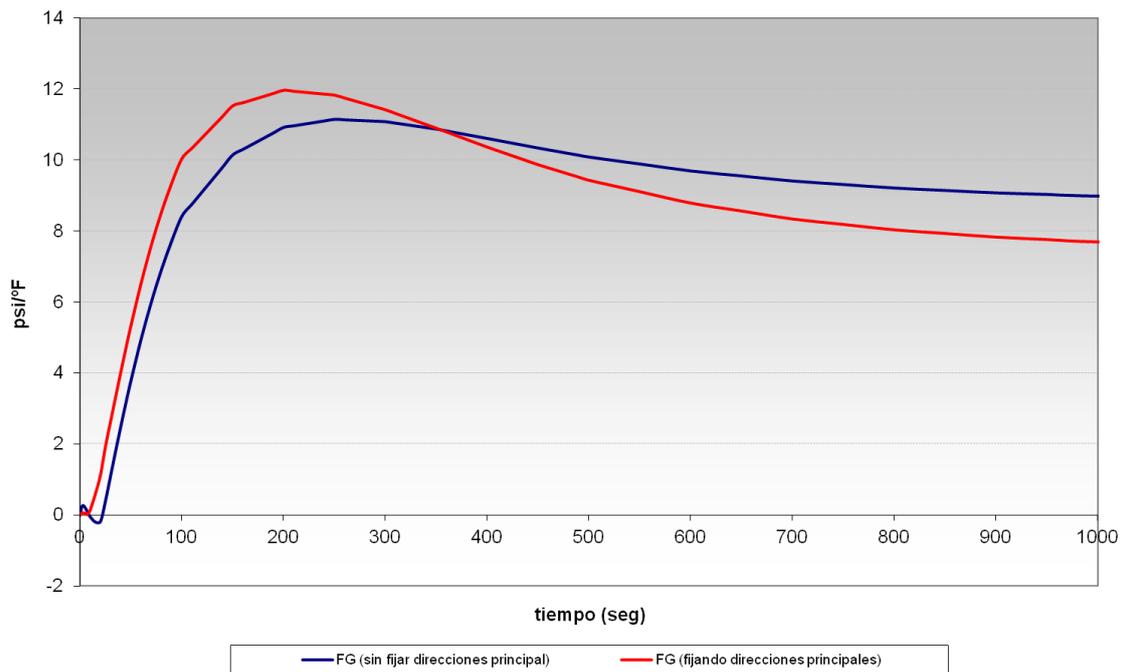


Figura III.20. Funciones de Green. ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 25% IN)

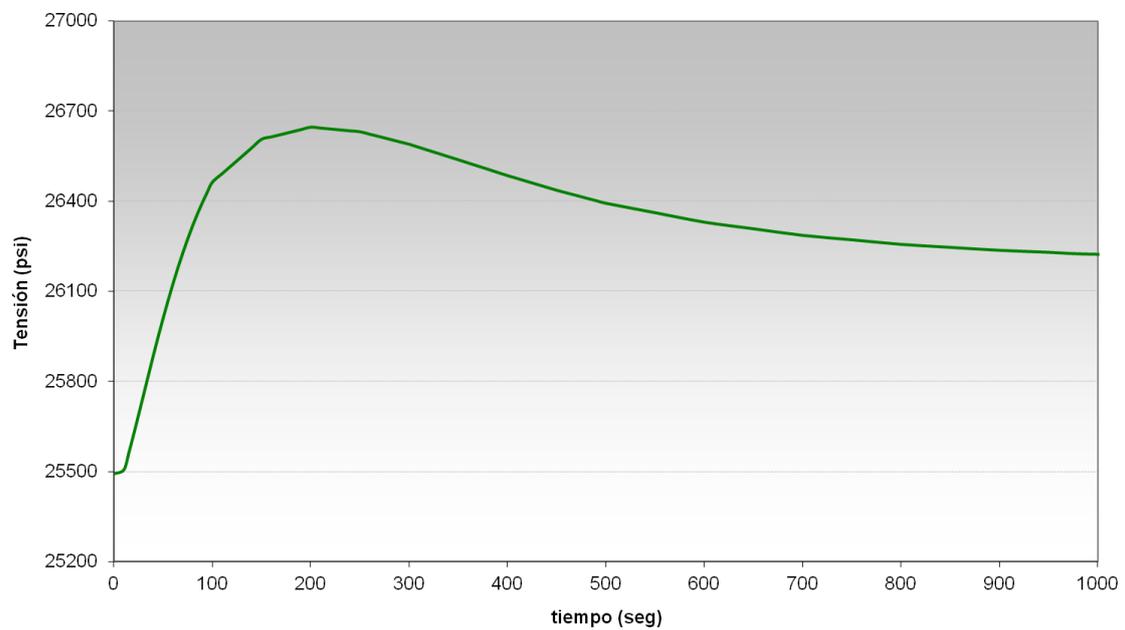


Figura III.21. Tensiones térmicas ($\Delta T = -100$ °F) previa precarga de presión.
Localización: Corner. (Caudal 25% IN)

III.1.2.2. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: SIDE

En la Figura III.22 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Side* ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.23 se muestran las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59]. En este caso se aprecia una “intersección” entre las tensiones principales S_2 y S_3 al inicio seguido de un cambio de dirección en esas funciones.

En la Figura III.24 se representan las tensiones principales generadas en esta localización cuando se fija la dirección de las tensiones principales, esto es, permitiendo el cruce de las tensiones principales S_2 y S_3 . En la Figura III.25 y Figura III.26 se muestran la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.23 y Figura III.24 respectivamente. En ambos casos la mayor variación de tensiones corresponde a (S_1 - S_3), que como se puede apreciar son prácticamente iguales, ya que la intersección que se produce al principio apenas influye en el resultado final, al producirse en los primeros instantes entre dos tensiones principales cuyos valores previos a la intersección también eran similares. En la Figura III.27 se comparan las Funciones de Green obtenidas, sin apreciarse en este caso apenas diferencia, la cual tendrá un efecto imperceptible en el daño a fatiga.

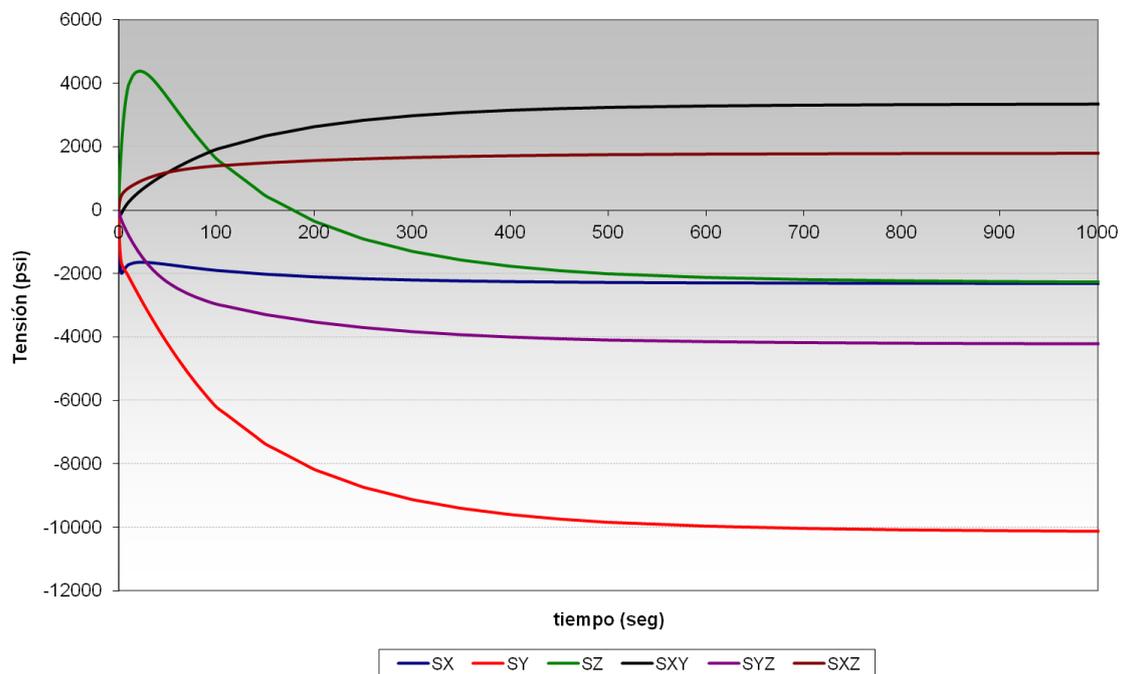


Figura III.22. Componentes de tensión trasladadas al origen
($\Delta T = -100$ °F). Localización: Side. (Caudal 25% IN)

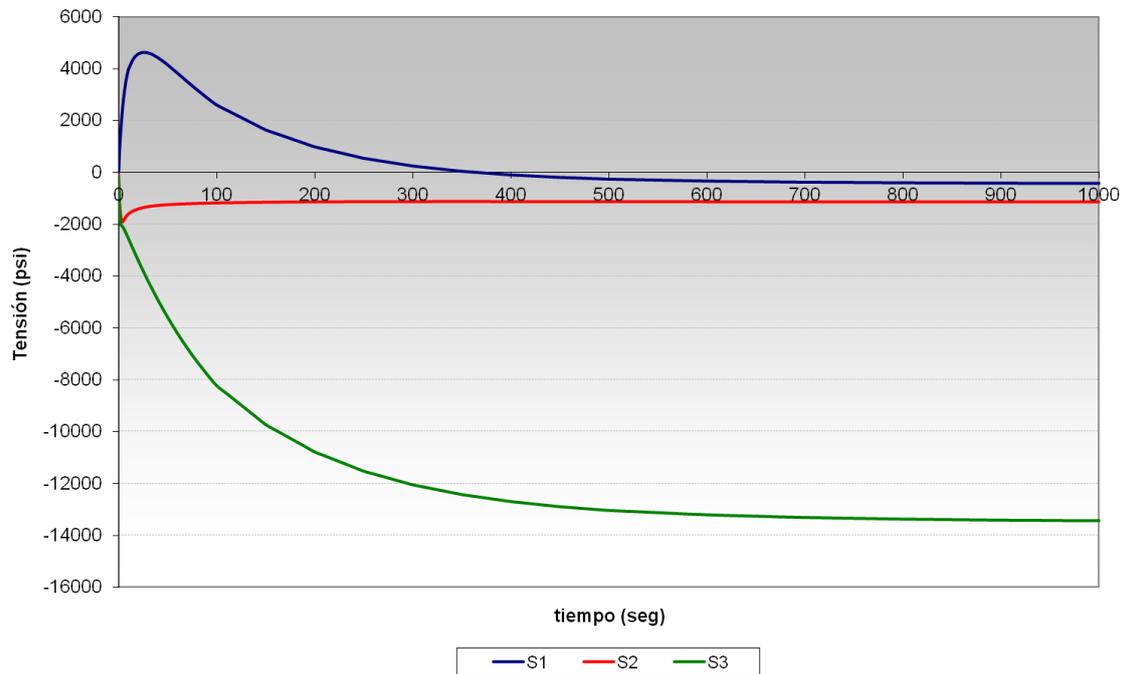


Figura III.23. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F).
Localización: Side. (Caudal 25% IN)

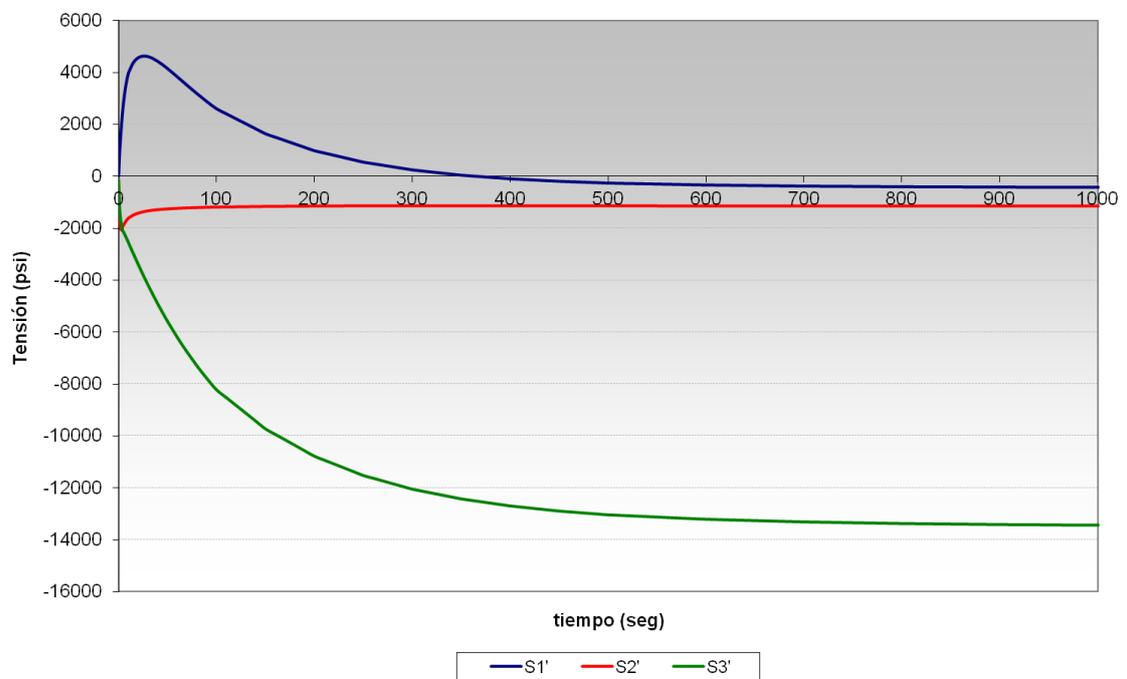


Figura III.24. Tensiones principales fijando las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F).
Localización: Side. (Caudal 25% IN)

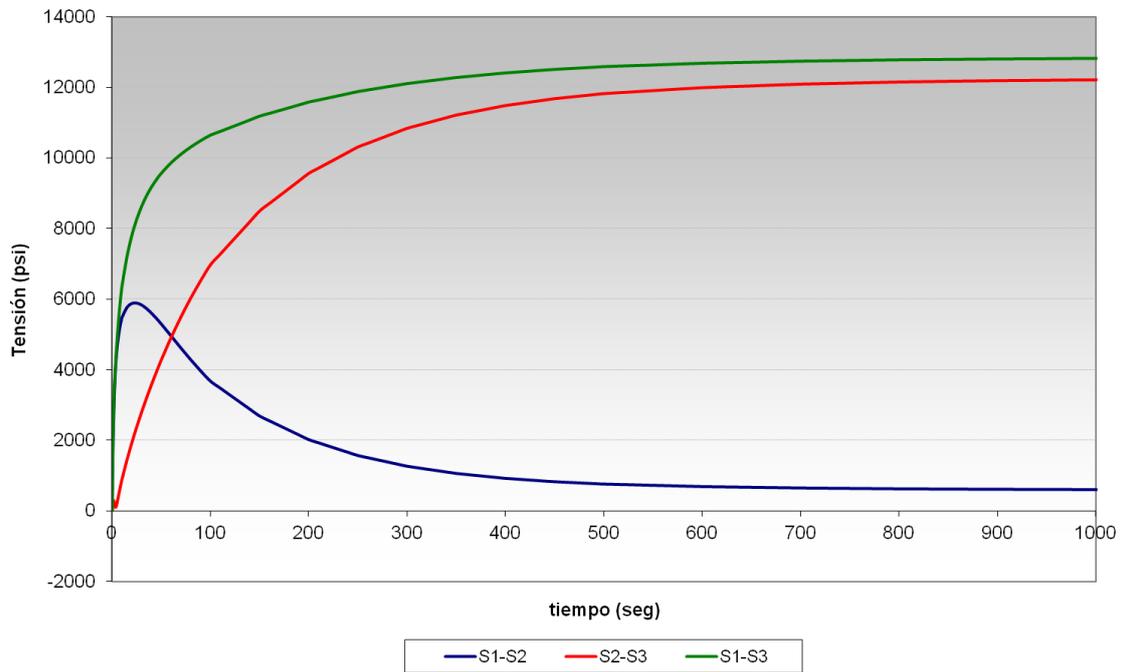


Figura III.25. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales.
Localización: Side. (Caudal 25% IN)

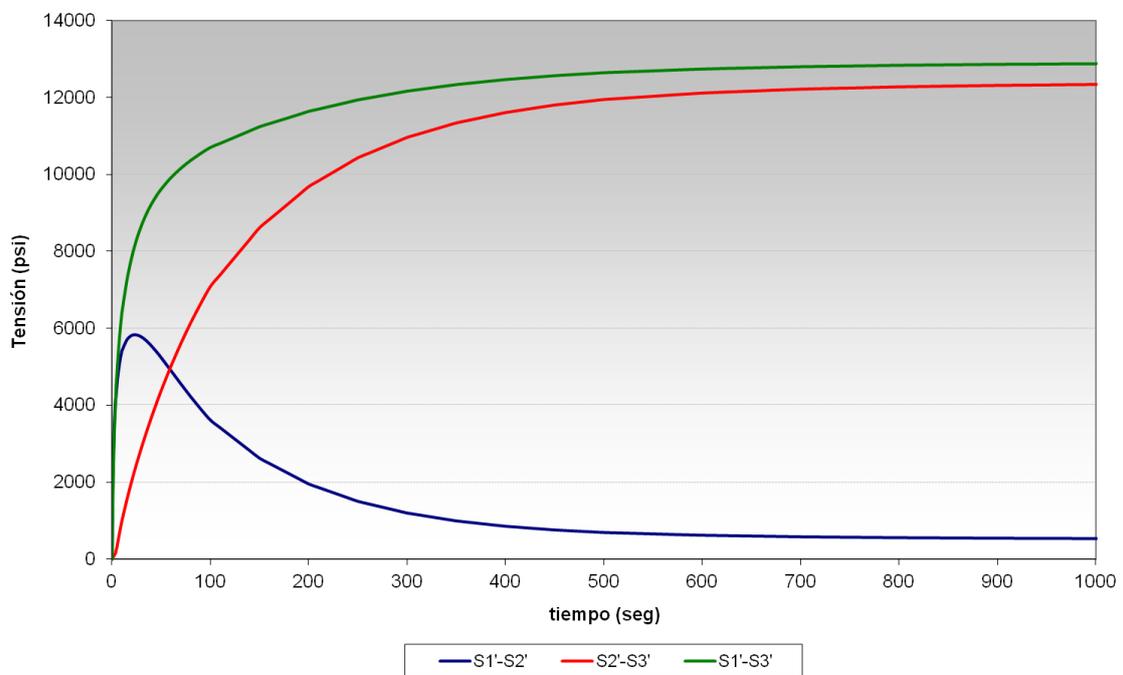


Figura III.26. Diferencia de tensiones principales fijando las direcciones principales.
Localización: Side. (Caudal 25% IN)

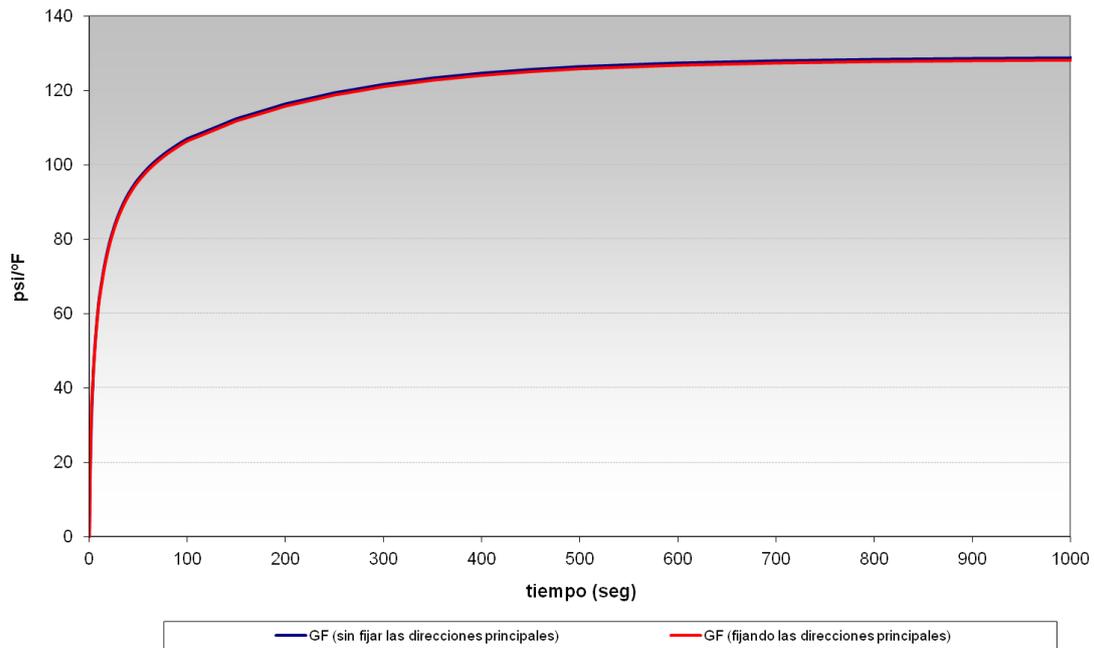


Figura III.27. *Funciones de Green. Localización: Side. (Caudal 25% IN)*

En la Figura III.28 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura 5.4), se comprueba que el acoplamiento en este caso es positivo, ya que la Función de Green obtenida sin precarga es creciente (acoplamiento negativo) y con precarga es decreciente (se cambia el signo del acoplamiento).

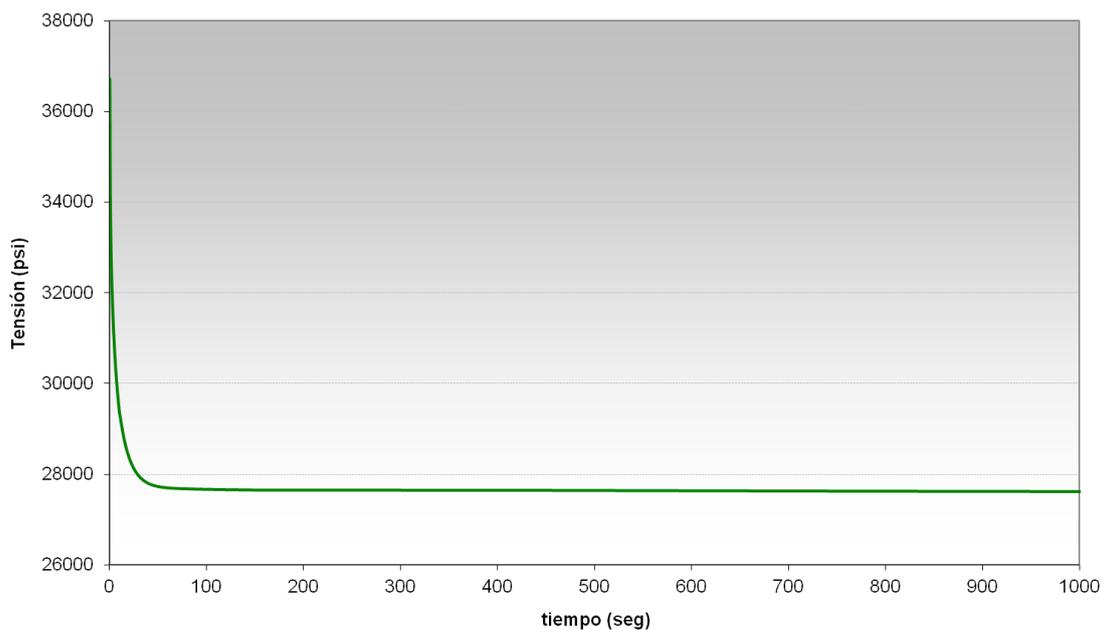


Figura III.28. *Tensiones térmicas ($\Delta T = -100$ °F) previa precarga de presión. Localización: Side. (Caudal 25% IN)*

III.1.3. CASO 3. 0% CAUDAL EN RRCC IN

Las funciones de Green en las localizaciones críticas se obtuvieron al simular una variación térmica negativa de 100 °F (de 550 a 450 °F) en la entrada de RRCC (IN). En este evento se reproduce dicha variación de temperatura cuando existen condiciones de caudal nulo en la entrada de RRCC (IN) y caudal alto por los otros dos segmentos (RRCC OUT y LPCD).

III.1.3.1. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: CORNER

En la Figura III.29 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Corner* ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.30 se exponen las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59], apreciándose una “intersección” entre la tensión principal S_1 y S_2 en los primeros instantes, y un cambio de dirección posterior en las funciones.

En la Figura III.31 se representan las tensiones principales generadas en esta localización cuando se fija la dirección de las tensiones principales, esto es, permitiendo el cruce de las tensiones principales S_1 y S_2 .

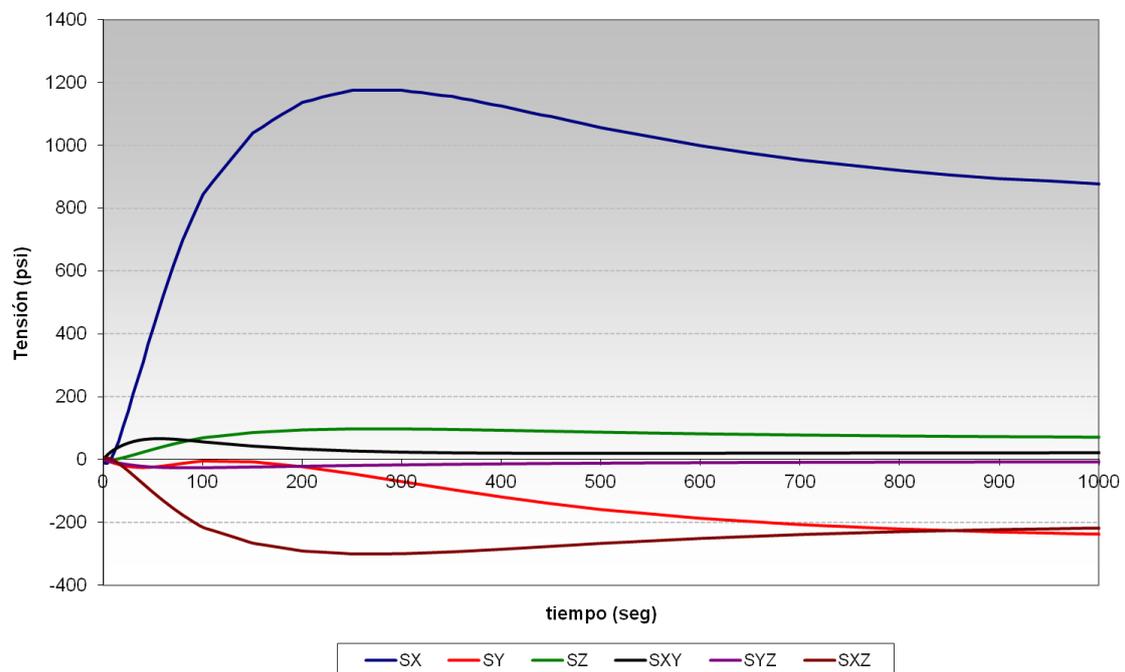


Figura III.29. Componentes de tensión trasladadas al origen ($\Delta T = -100$ °F). Localización: *Corner*. (Caudal 0% IN)

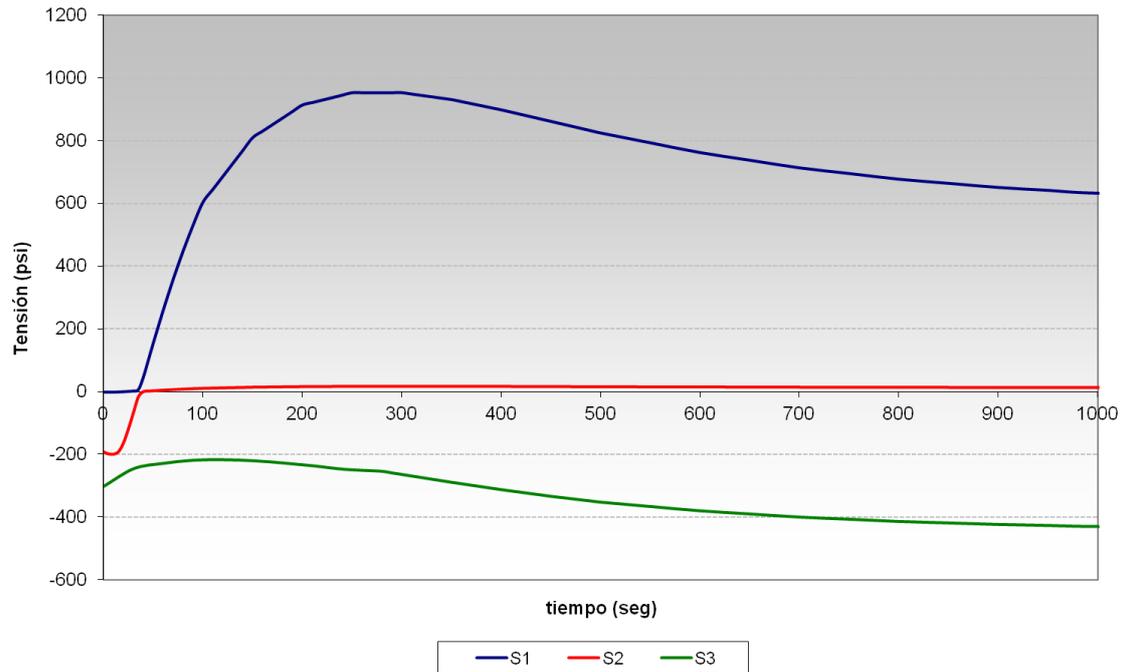


Figura III.30. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 0% IN)

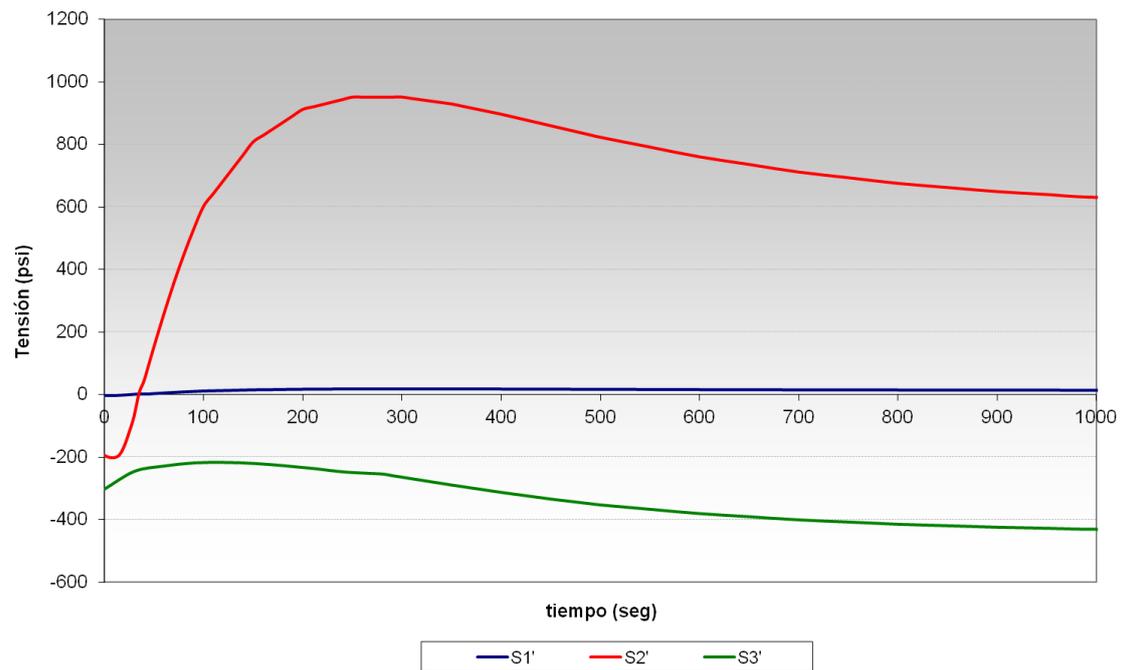


Figura III.31. Tensiones principales fijando las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 0% IN)

En la Figura III.32 y Figura III.33 se muestran la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.30 y Figura III.31 respectivamente. En el primer caso la mayor variación de tensiones corresponde a (S1-S3), mientras que en el segundo caso la mayor variación se debe a (S1-S2). En la Figura III.34 se comparan las Funciones de Green obtenidas,

apreciándose en este caso una ligera diferencia, que posteriormente se verá reflejada en el daño a fatiga.

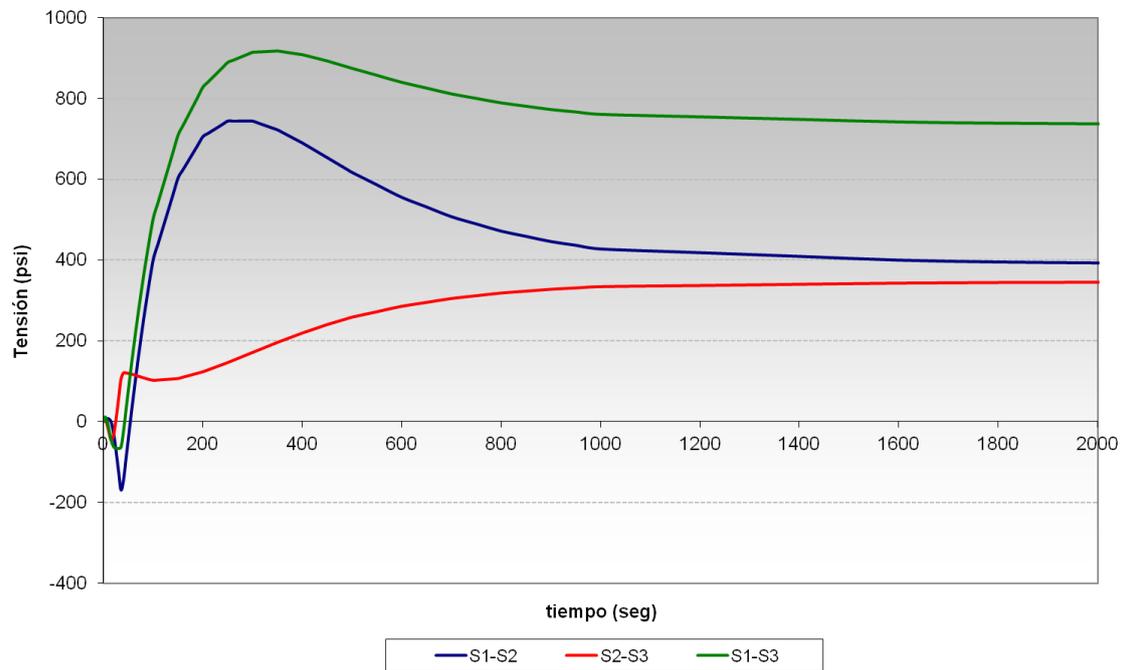


Figura III.32. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 0% IN)

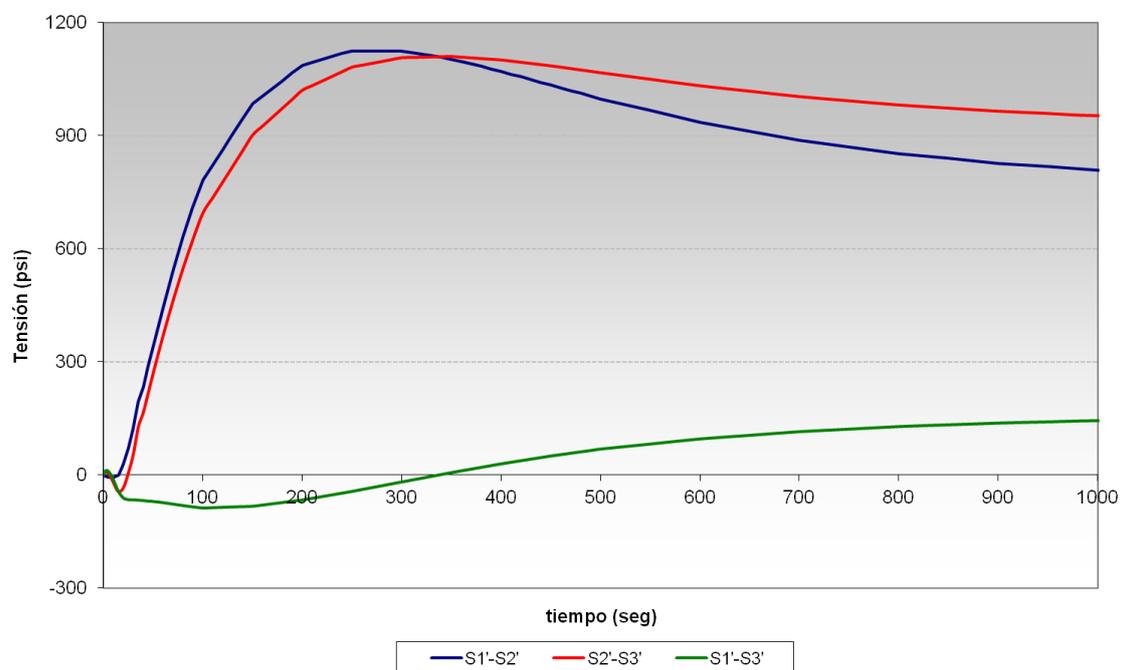


Figura III.33. Diferencia de tensiones principales fijando las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 0% IN)

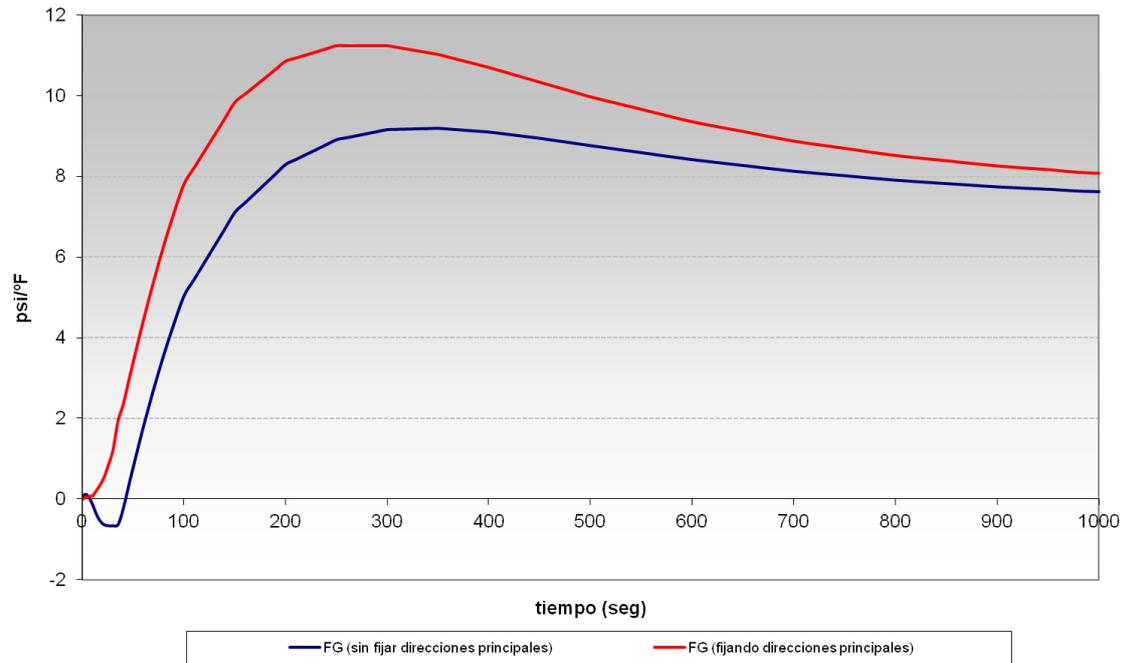


Figura III.34. Funciones de Green. ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 0% IN)

En la Figura III.35 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura 5.4), se verifica que el acoplamiento en este caso es negativo.

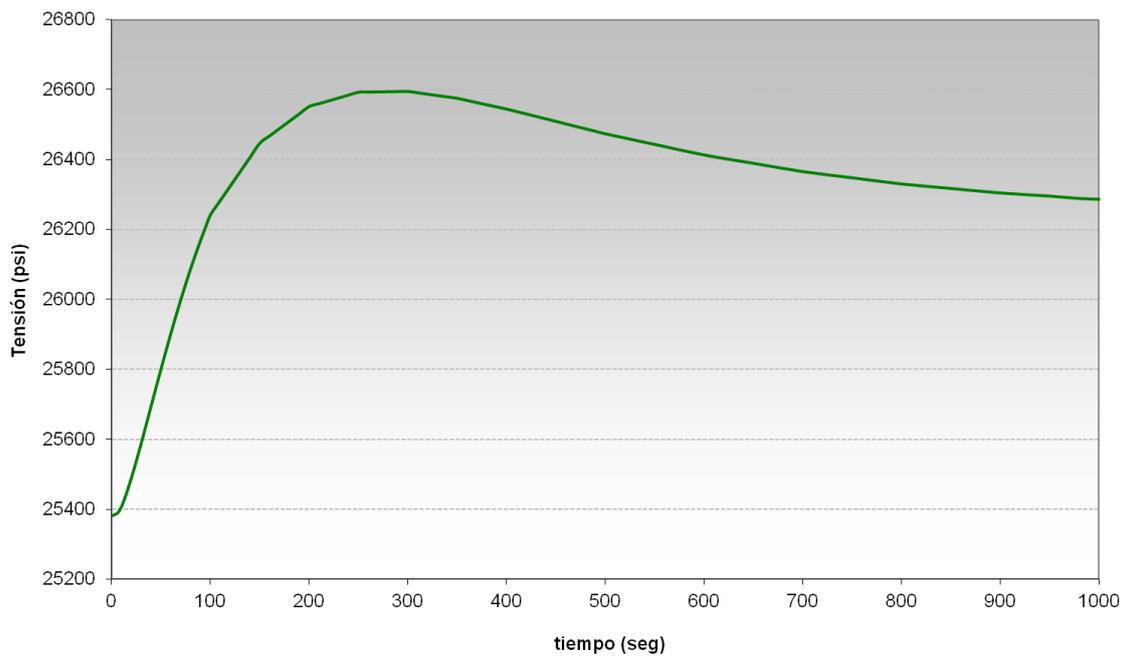


Figura III.35. Tensiones térmicas ($\Delta T = -100$ °F) previa precarga de presión. Localización: Corner. (Caudal 0% IN)

III.1.3.2. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: SIDE

En la Figura III.36 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Side* ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.37 se muestran las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59]. En este caso se aprecia una “intersección” entre las tensiones principales S_2 y S_3 al inicio seguido de un cambio de dirección en esas funciones. Posteriormente, en el instante 300 seg. aproximadamente, se observa una nueva aproximación entre la tensión S_2 y S_3 .

En la Figura III.38 se representan las tensiones principales generadas en esta localización cuando se fija la dirección de las tensiones principales, esto es, permitiendo el cruce de las tensiones principales. En la Figura III.39 y Figura III.40 se muestran la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.37 y Figura III.38 respectivamente. En ambos casos la mayor variación de tensiones corresponde a (S_1 - S_3), que como se puede apreciar son prácticamente iguales, ya que la intersección que se produce al principio apenas influye en el resultado final, al producirse en los primeros instantes entre dos tensiones principales cuyos valores previos a la intersección también eran similares. En la Figura III.41 se comparan las Funciones de Green obtenidas, sin apreciarse en este caso apenas diferencia, la cual tendrá un efecto imperceptible en el daño a fatiga.

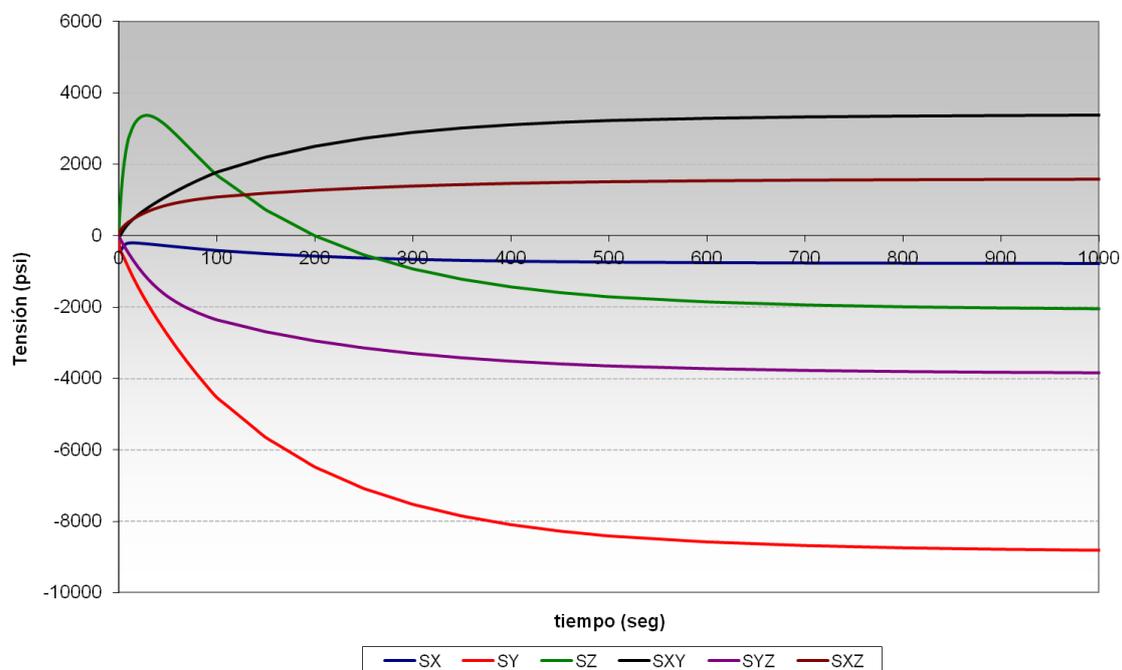


Figura III.36. Componentes de tensión trasladadas al origen ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Side. (Caudal 0% IN)

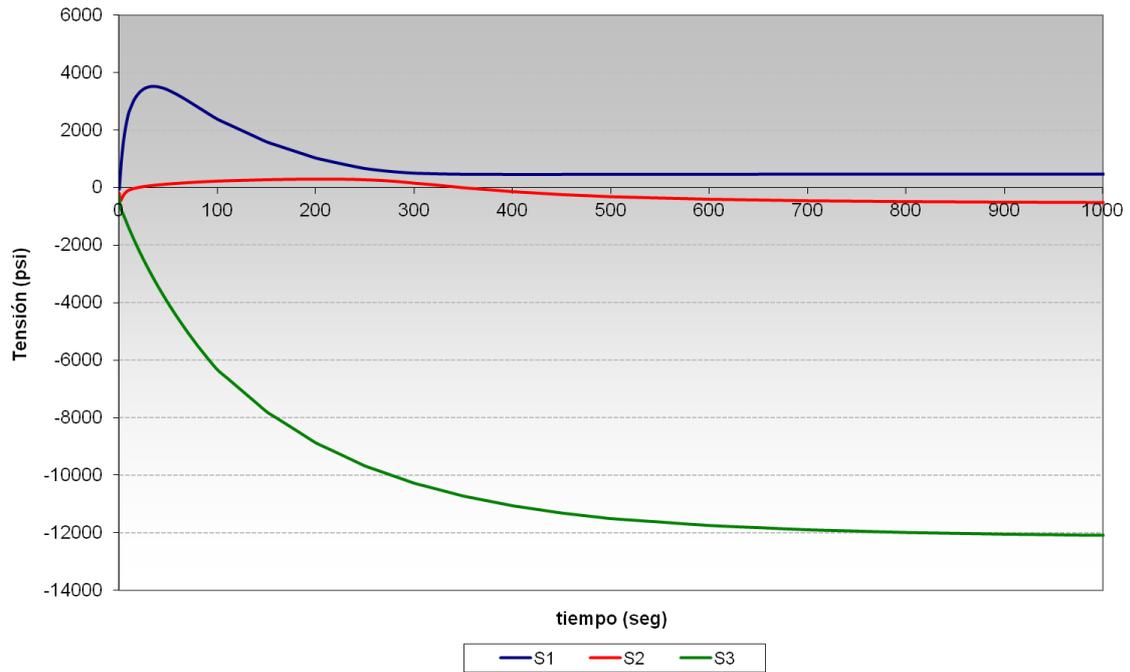


Figura III.37. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F).
Localización: Side. (Caudal 0% IN)

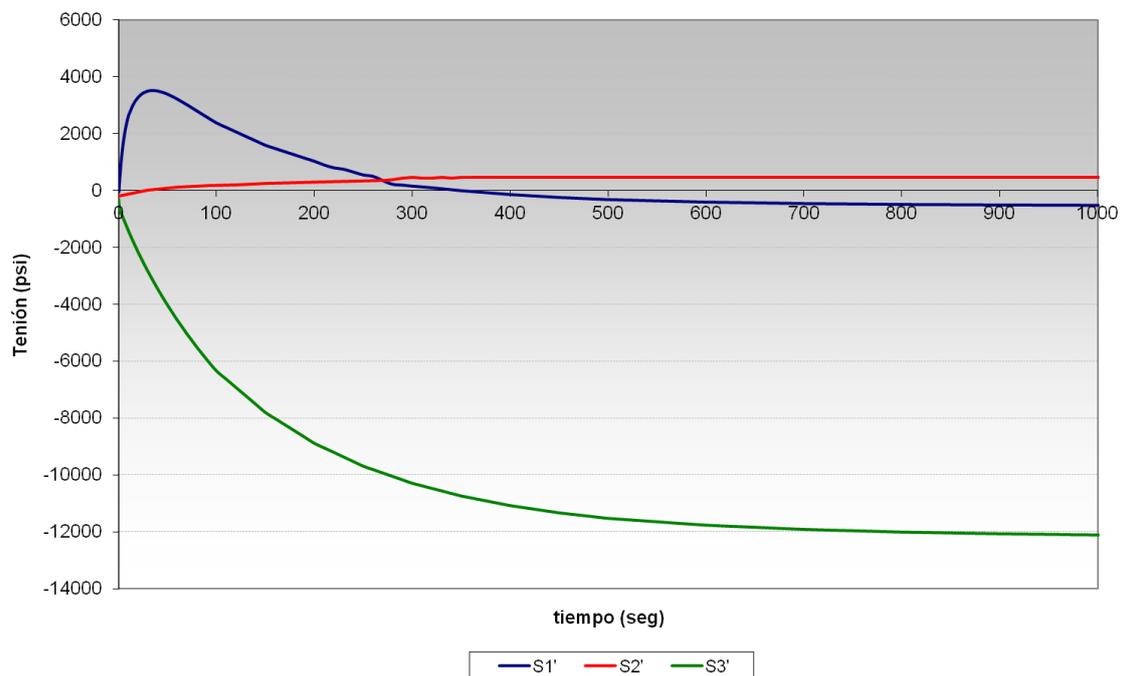


Figura III.38. Tensiones principales fijando las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F).
Localización: Side. (Caudal 0% IN)

En la Figura III.42 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura 5.4), se comprueba que el acoplamiento es negativo, ya que la Función de Green obtenida sin

precarga es creciente (acoplamiento negativo) y con precarga es decreciente (se mantiene el signo del acoplamiento).

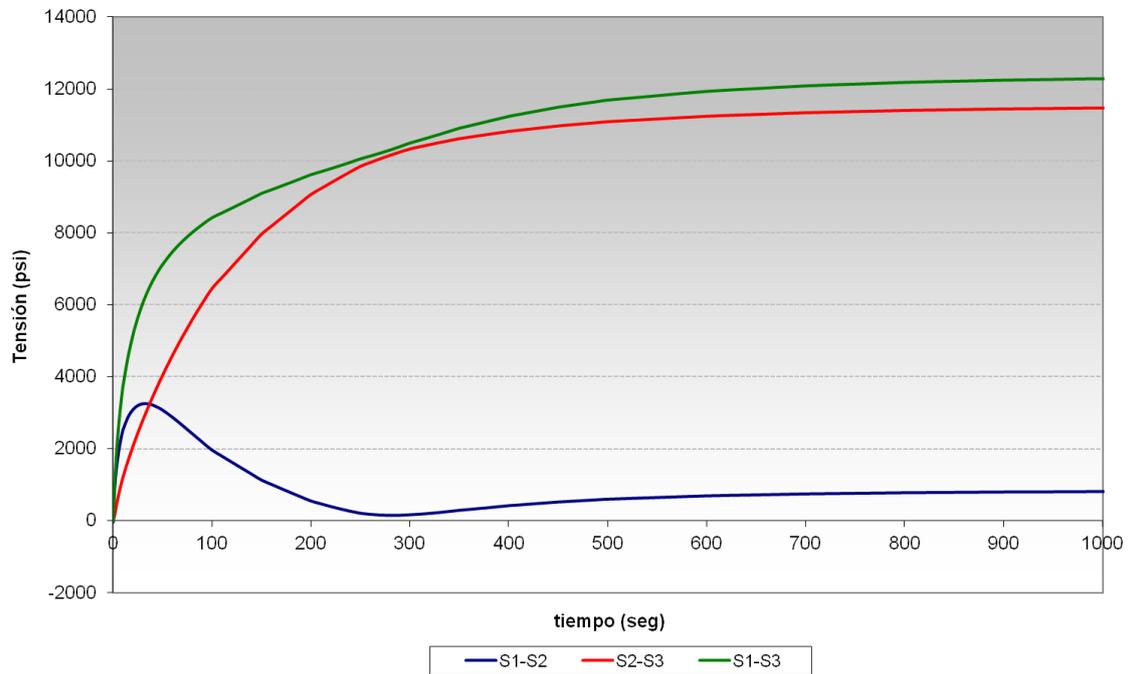


Figura III.39. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales.
Localización: Side. (Caudal 0% IN)

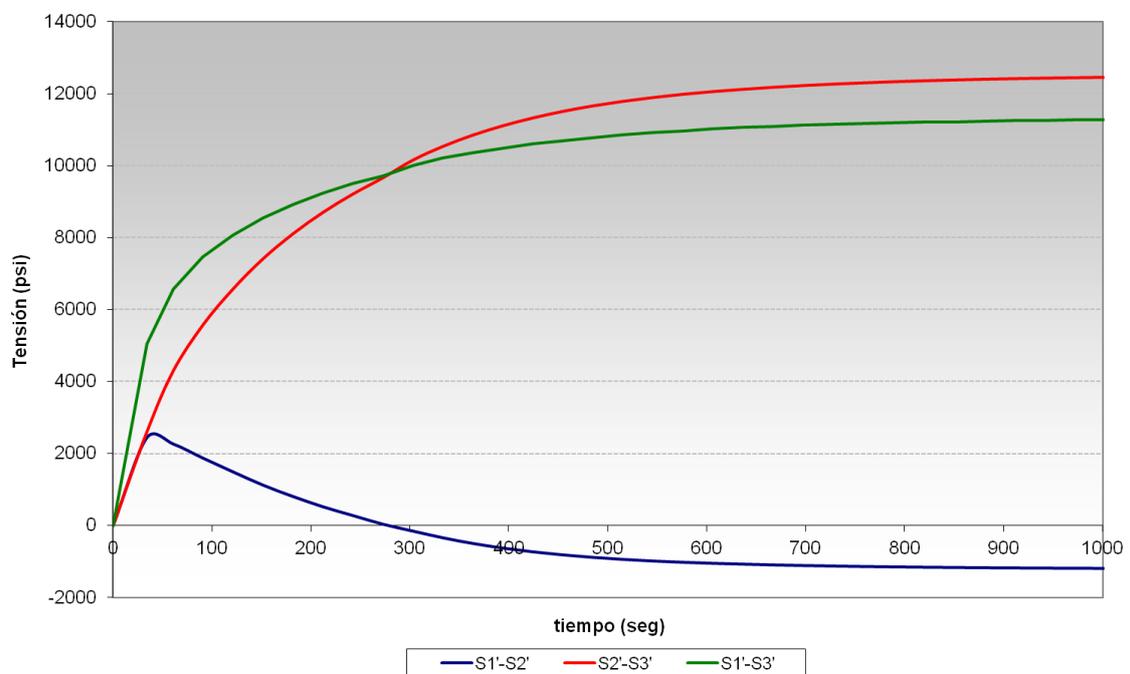


Figura III.40. Diferencia de tensiones principales fijando las direcciones principales.
Localización: Side. (Caudal 0% IN)

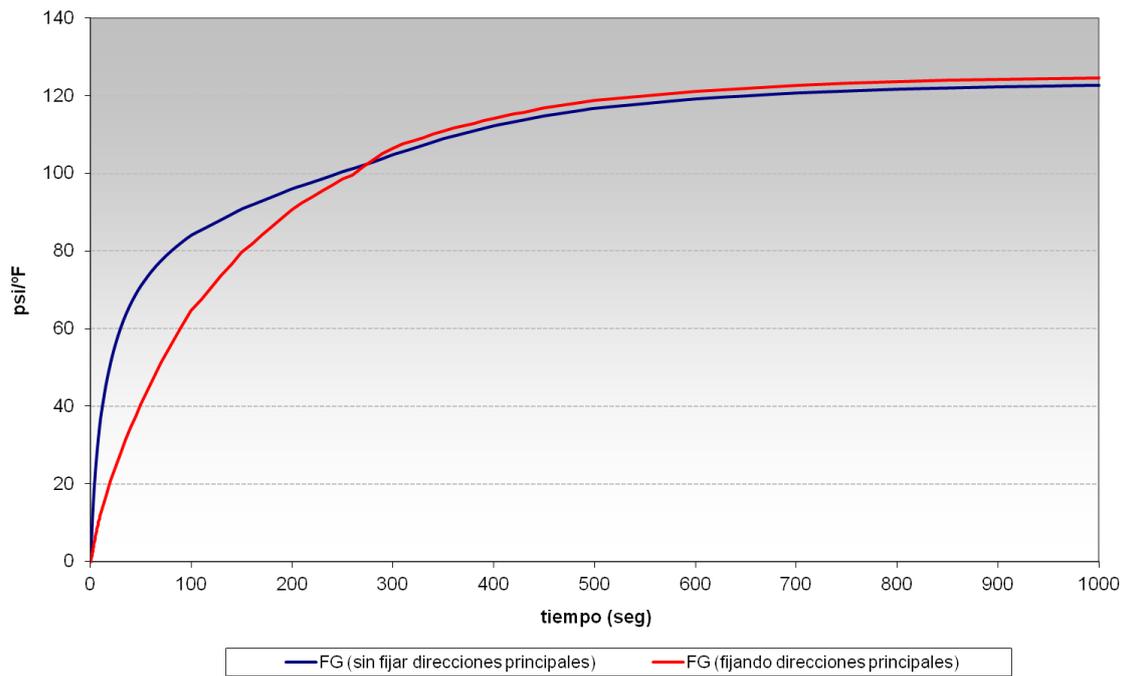


Figura III.41. *Funciones de Green. Localización: Side. (Caudal 0% IN)*

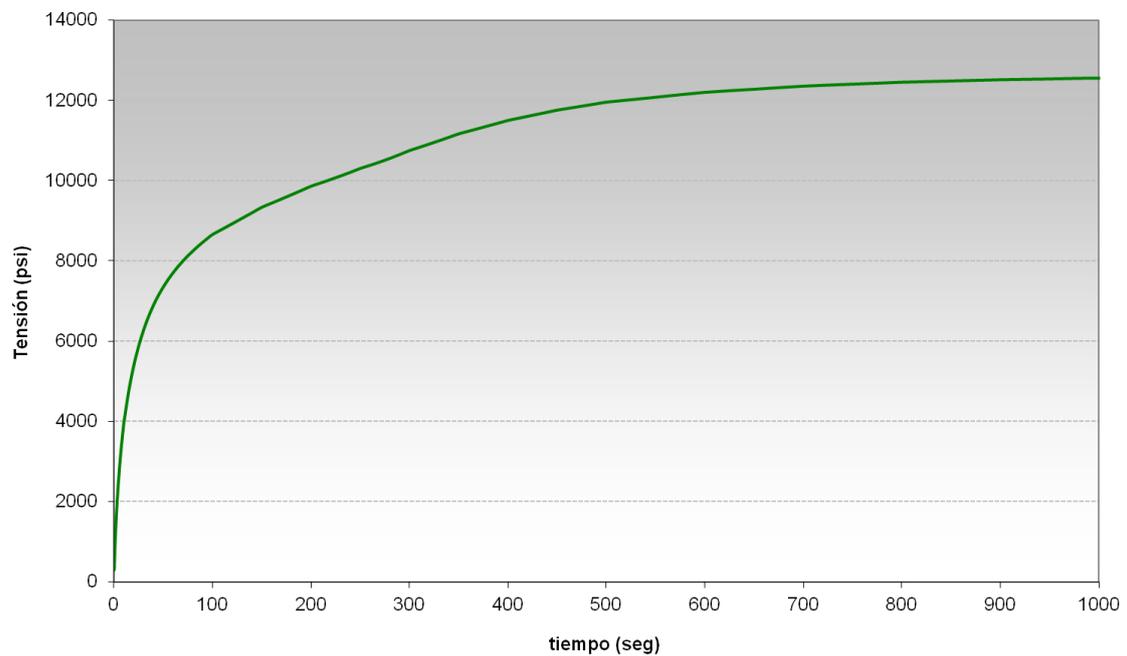


Figura III.42. *Tensiones térmicas ($\Delta T = -100$ °F) previa precarga de presión. Localización: Side. (Caudal 0% IN)*

III.1.4. CASO 4. 100% CAUDAL EN RRCC OUT

Las funciones de Green en las localizaciones críticas se obtuvieron al simular una variación térmica negativa de 100 °F (de 550 a 450 °F) en la salida de RRCC (OUT). En este evento se reproduce dicha variación de temperatura cuando existen condiciones de caudal alto en los tres segmentos del sistema.

III.1.4.1. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: CORNER

En la Figura III.43 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Corner* ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.44 se exponen las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59], apreciándose una “intersección” entre la tensión principal S_1 y S_2 aproximadamente a los 150 seg., y un cambio de dirección posterior en las funciones.

En la Figura III.45 se representan las tensiones principales generadas en esta localización cuando se fija la dirección de las tensiones principales, esto es, permitiendo el cruce de las tensiones principales S_1 y S_2 .

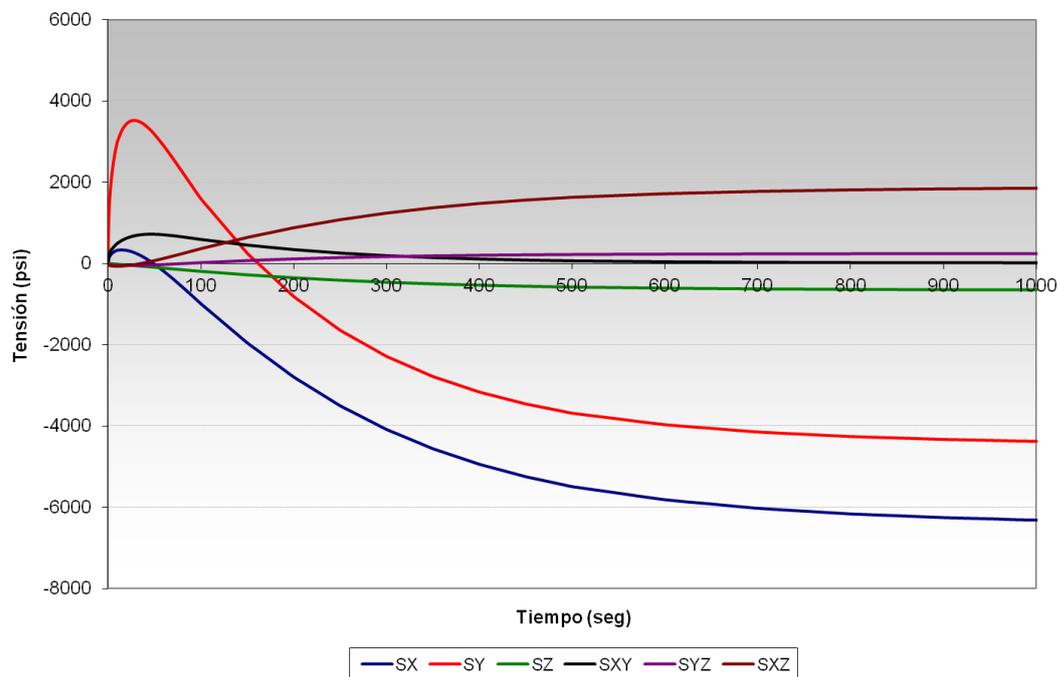


Figura III.43. Componentes de tensión trasladadas al origen ($\Delta T = -100$ °F). Localización: *Corner*. (Caudal 100% OUT)

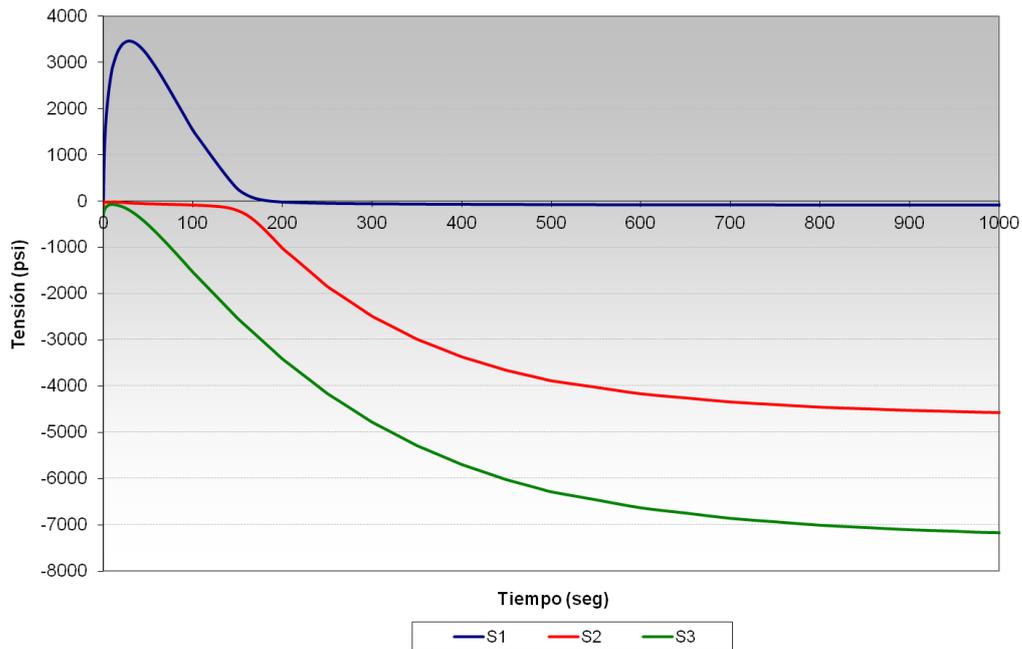


Figura III.44. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 100% OUT)

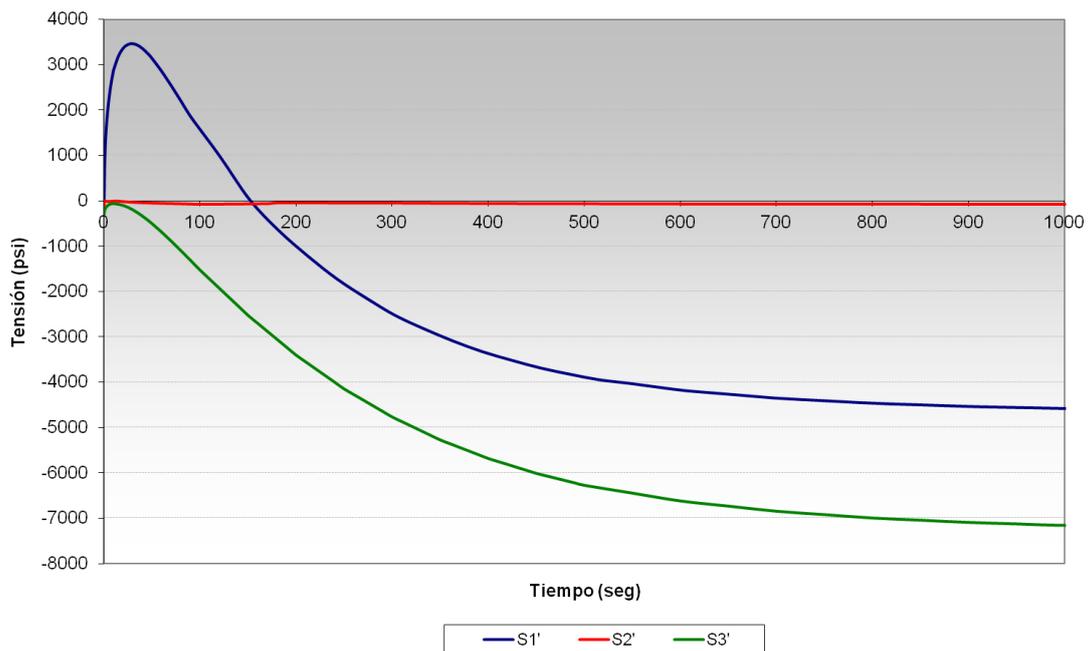


Figura III.45. Tensiones principales fijando las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 100% OUT)

En la Figura III.46 y Figura III.47 se muestran la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.44 y Figura III.45 respectivamente. En el primer caso la mayor variación de tensiones corresponde a (S1-S3), mientras que en el segundo caso la mayor variación se debe a (S1-S2).

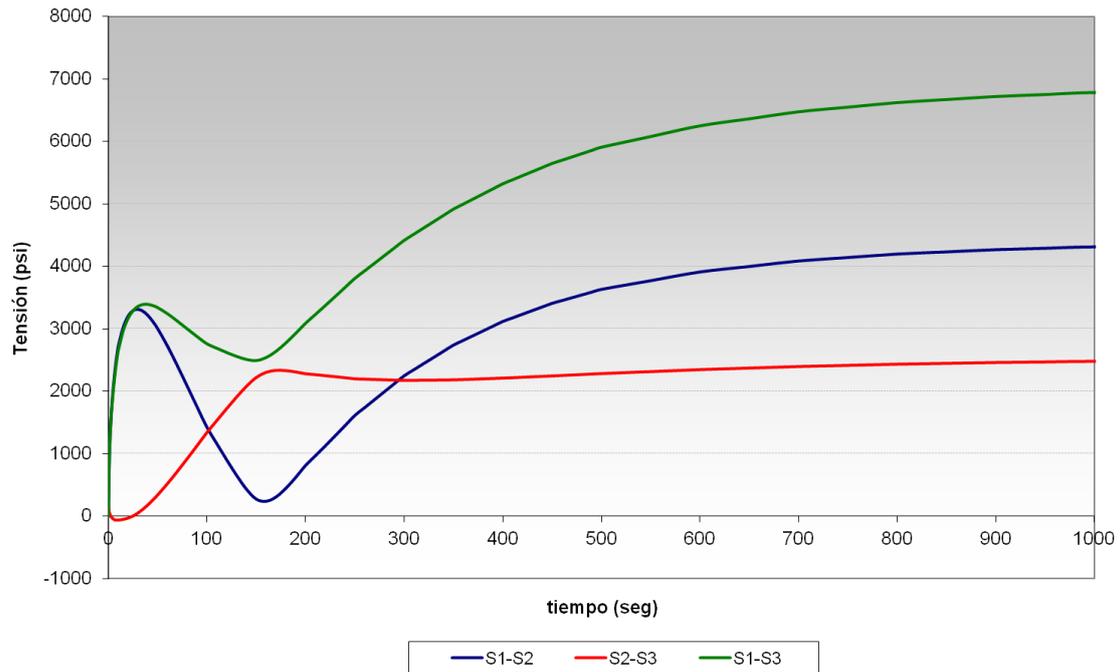


Figura III.46. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 100% OUT)

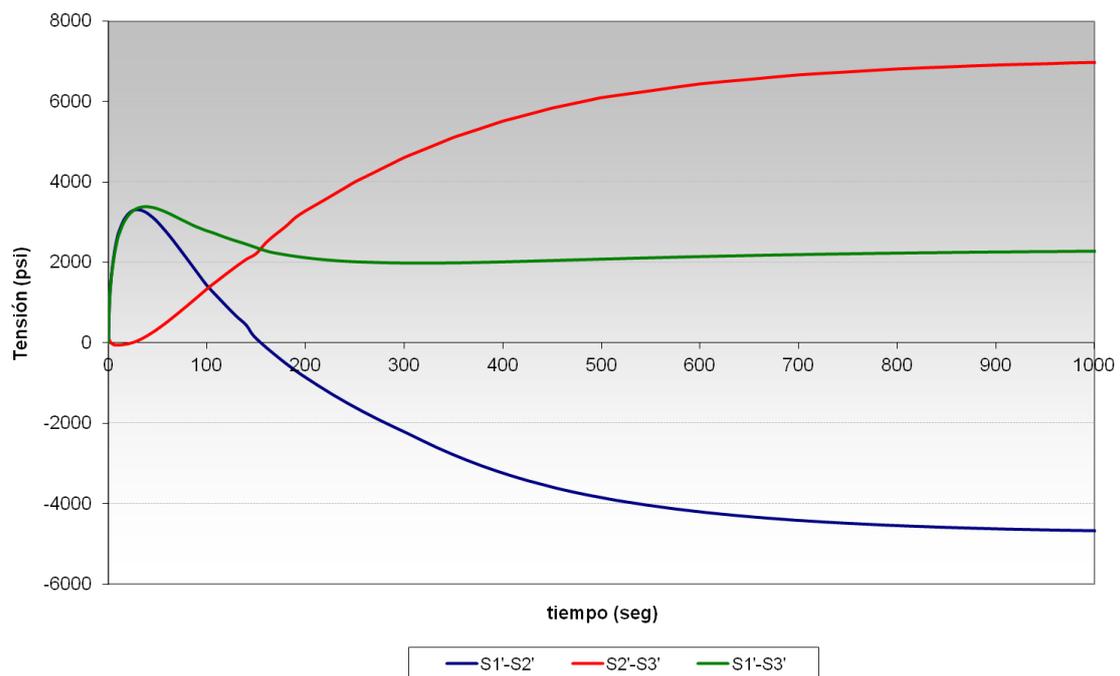


Figura III.47. Diferencia de tensiones principales fijando las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 100% OUT)

En la Figura III.48 se comparan las Funciones de Green obtenidas, apreciándose en este caso una importante diferencia, que posteriormente se verá reflejada en el daño a fatiga. En la Figura III.49 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la

orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura 5.4), se verifica que el acoplamiento en este caso positivo, ya que la Función de Green obtenida sin precarga es decreciente (acoplamiento positivo) y con precarga también es decreciente (se mantiene el signo del acoplamiento).

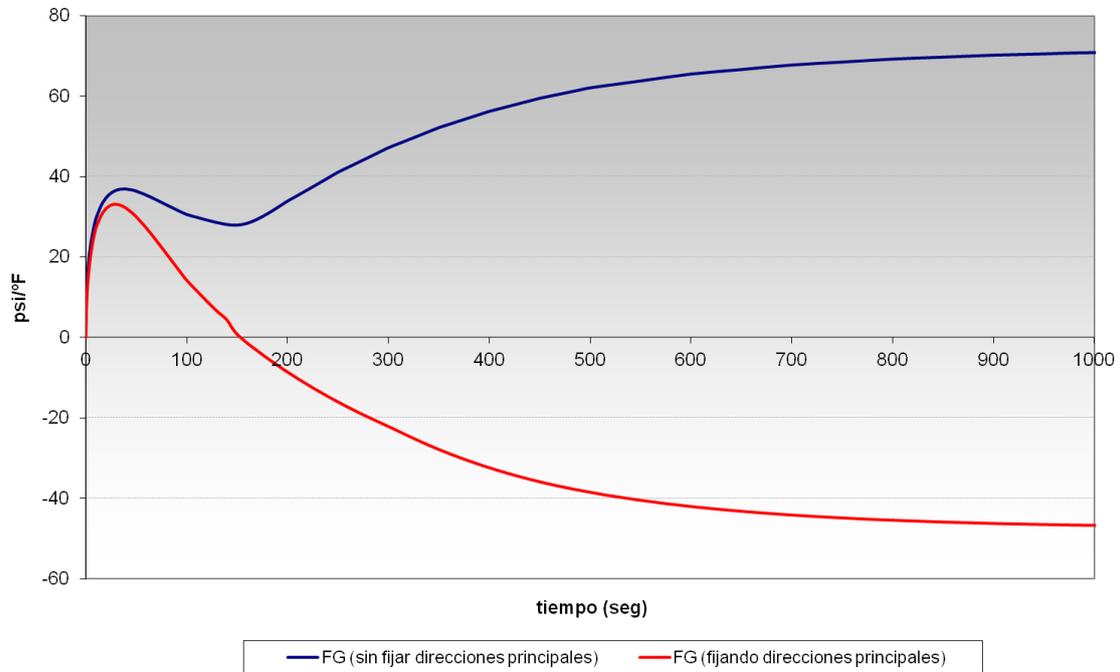


Figura III.48. Funciones de Green. ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 100% OUT)

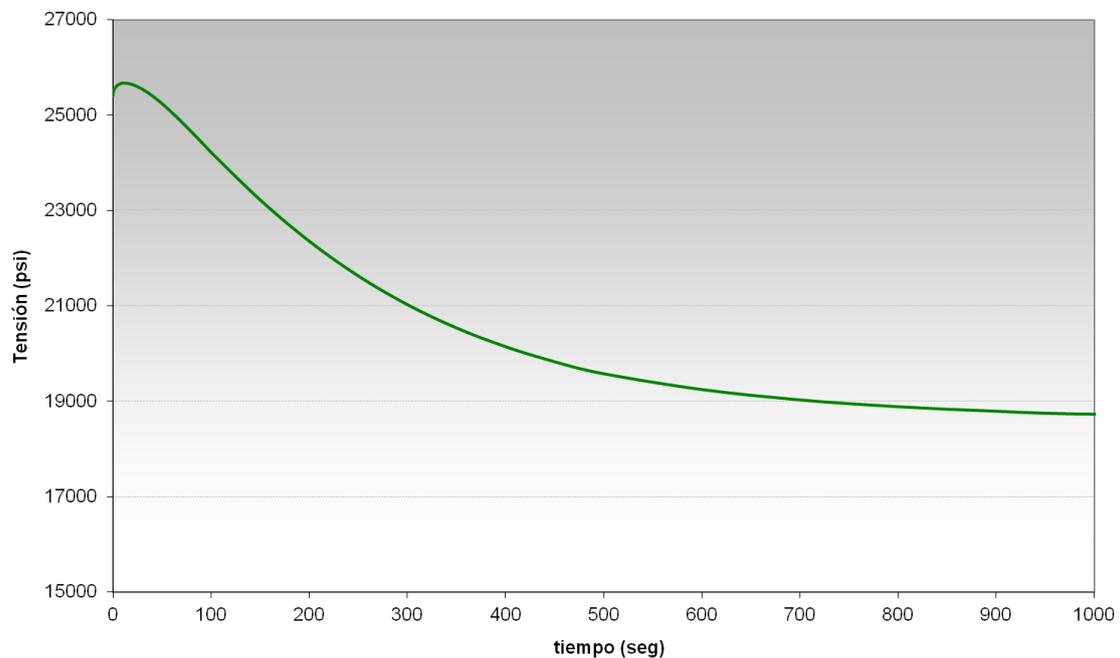


Figura III.49. Tensiones térmicas ($\Delta T = -100$ °F) previa precarga de presión. Localización: Corner. (Caudal 100% OUT)

III.1.4.2. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: SIDE

En la Figura III.50 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Side* ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.51 se muestran las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59]. En este caso no se aprecia ninguna “intersección” entre las tensiones principales, y por tanto el resultado es idéntico que si se fija la dirección de las tensiones principales, ya que ésta no varía.

En la Figura III.52 se representa la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.51, donde se puede apreciar como la mayor variación de tensiones corresponde a (S_1 - S_3). En la Figura III.53 se muestra la Función de Green obtenida para esta situación analizada.

En la Figura III.54 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura 5.4), se comprueba que el acoplamiento es positivo, ya que la Función de Green obtenida sin precarga es creciente (acoplamiento negativo) y con precarga también es creciente (se cambia el signo del acoplamiento).

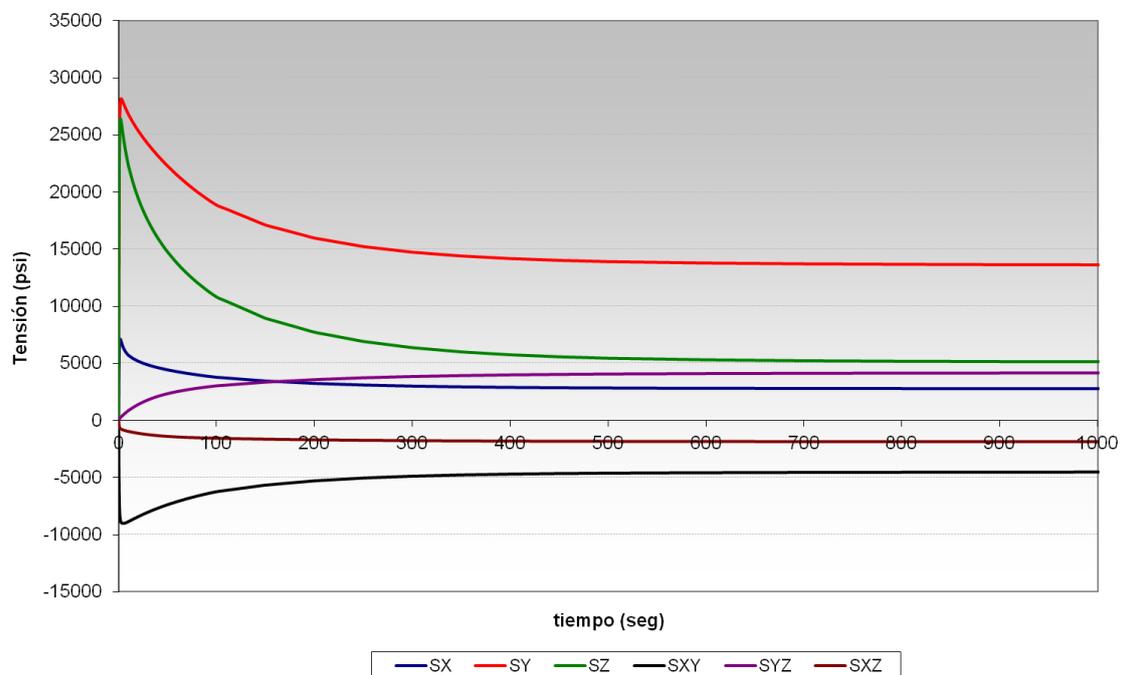


Figura III.50. Componentes de tensión trasladadas al origen ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Side. (Caudal 100% OUT)

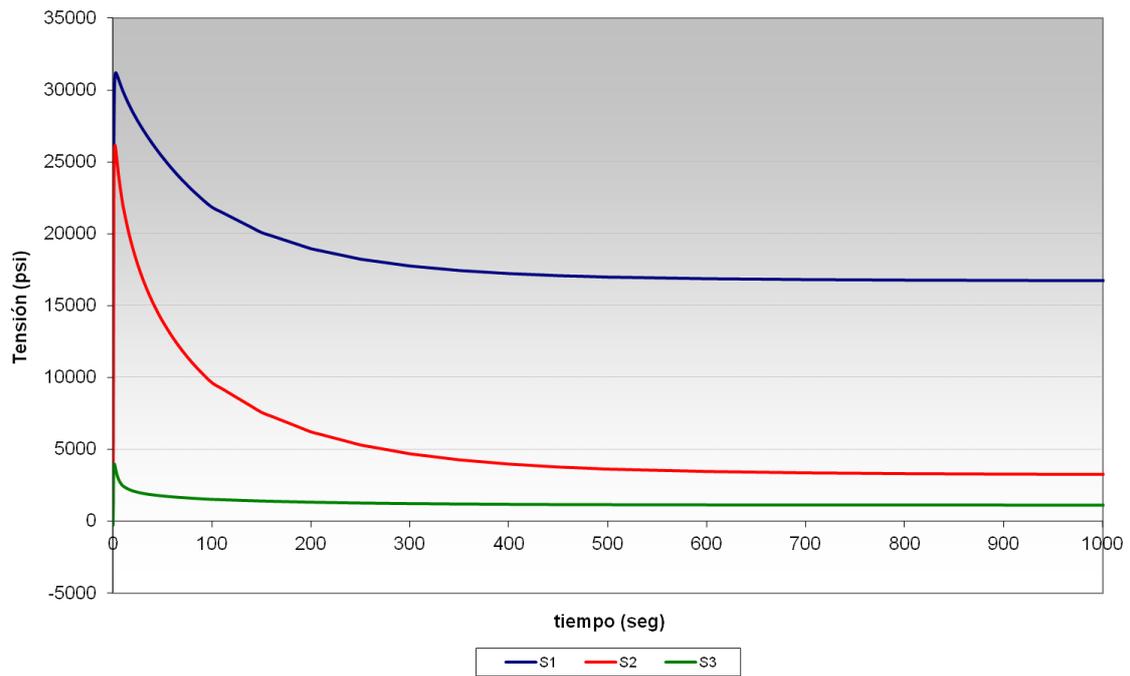


Figura III.51. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F).

Localización: Side. (Caudal 100% OUT)

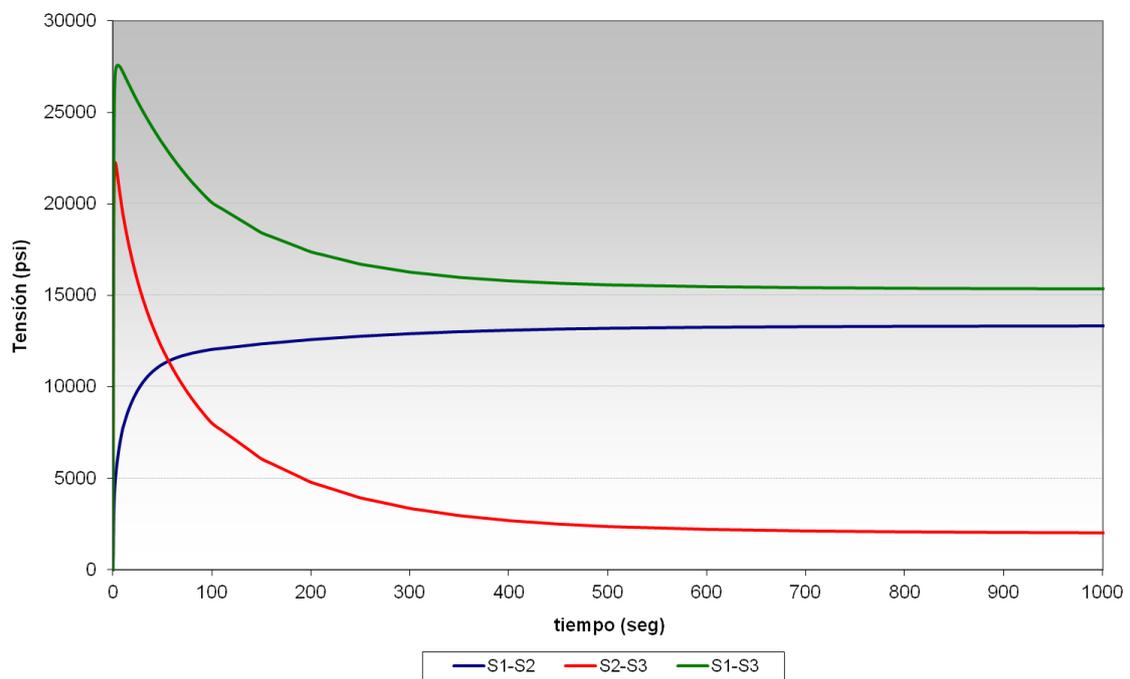


Figura III.52. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales.

Localización: Side. (Caudal 100% OUT)

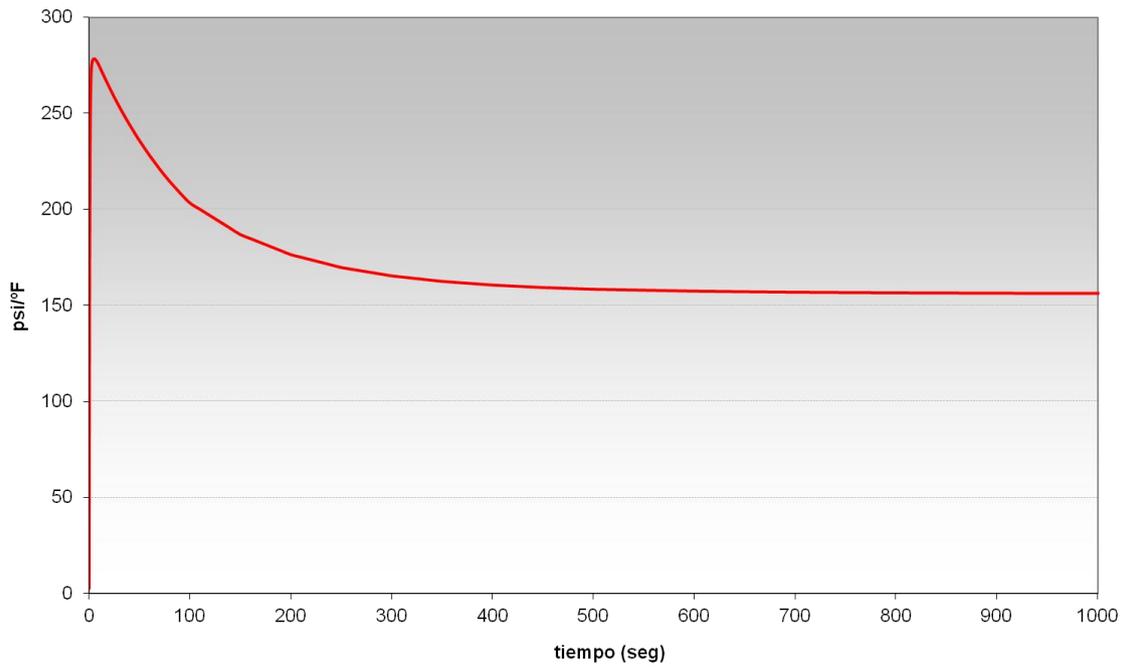


Figura III.53. *Función de Green. Localización: Side. (Caudal 10 0% OUT)*

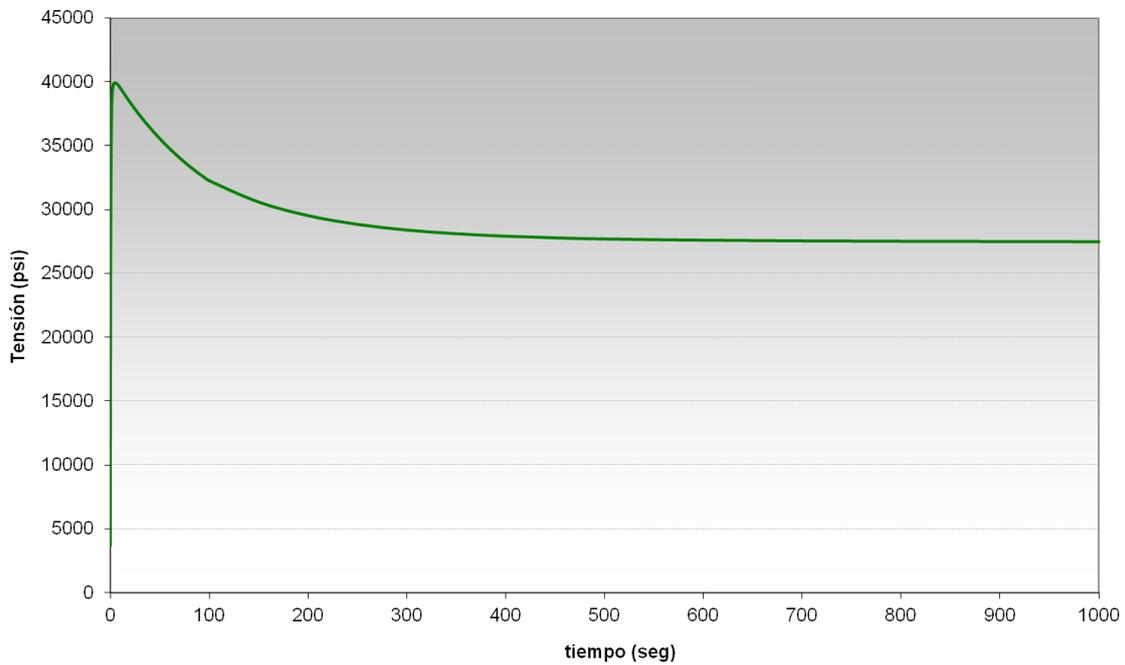


Figura III.54. *Tensiones térmicas ($\Delta T = -100$ °F) previa precarga de presión. Localización: Side. (Caudal 100% OUT)*

III.1.5. CASO 5. 25% CAUDAL EN RRCC OUT

Las funciones de Green en las localizaciones críticas se obtuvieron al simular una variación térmica negativa de 100 °F (de 500 a 300 °F) en la salida de RRCC (OUT). En este evento se reproduce dicha variación de temperatura cuando existen condiciones de caudal bajo en la salida de RRCC (OUT) y caudal alto por los otros dos segmentos (RRCC IN y LPCI).

III.1.5.1. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: CORNER

En la Figura III.55 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Corner* ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.56 se exponen las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59], apreciándose una “intersección” entre la tensión principal S_1 y S_2 aproximadamente a los 200 seg., y un cambio de dirección posterior en las funciones.

En la Figura III.57 se representan las tensiones principales generadas en esta localización cuando se fija la dirección de las tensiones principales, esto es, permitiendo el cruce de las tensiones principales S_1 y S_2 .

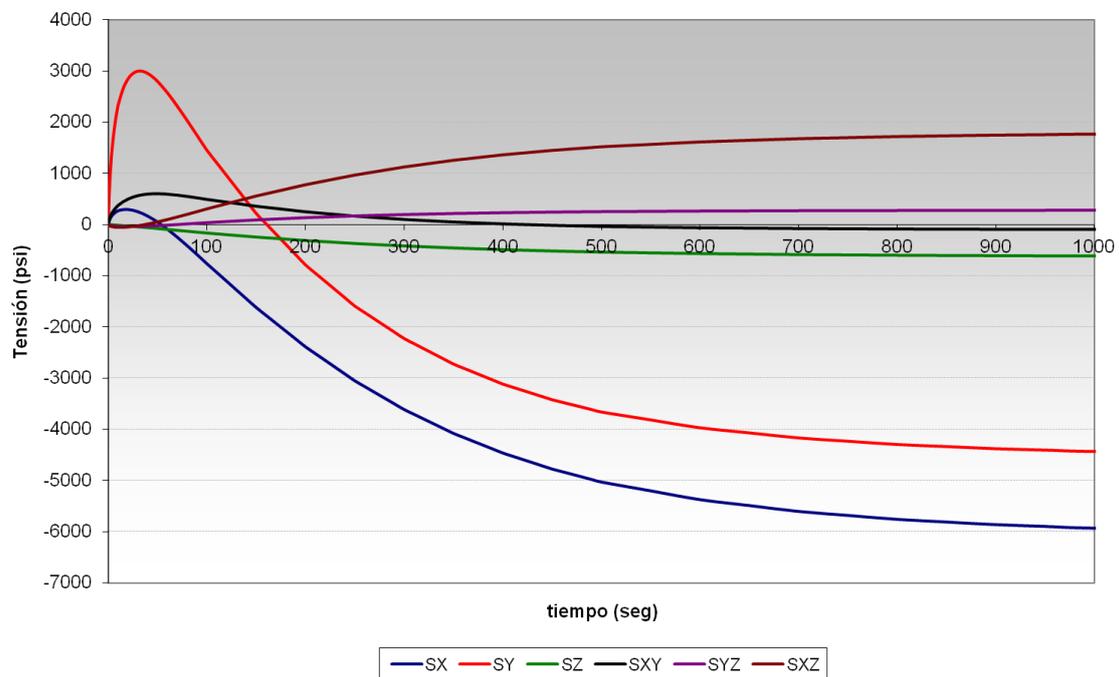


Figura III.55. Componentes de tensión trasladadas al origen ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 25% OUT)

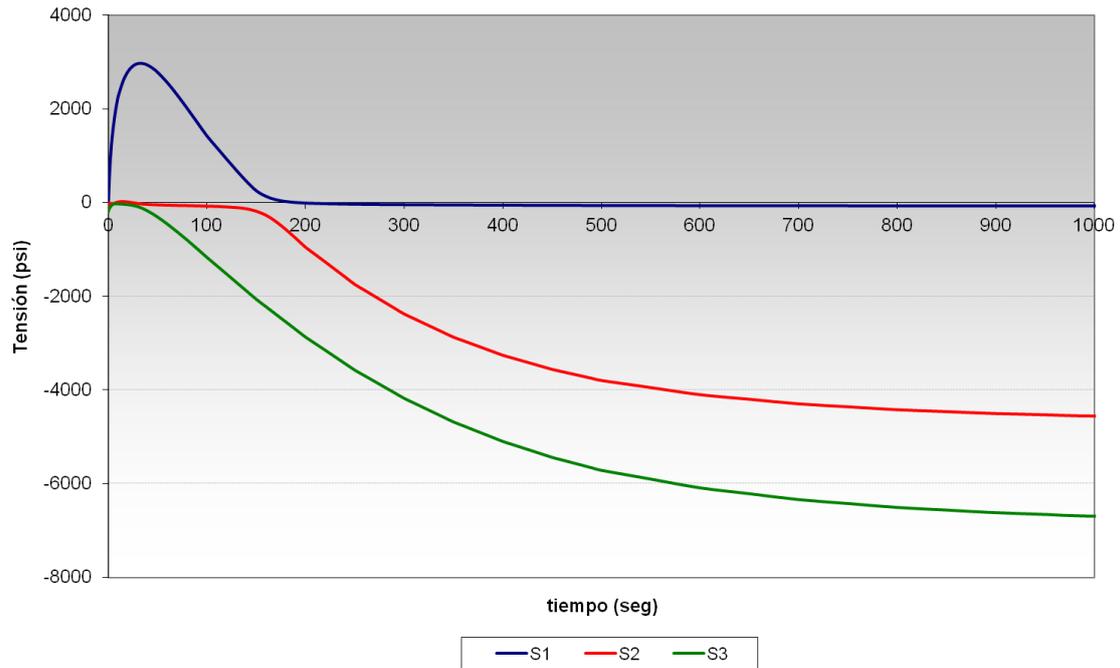


Figura III.56. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 25% OUT)

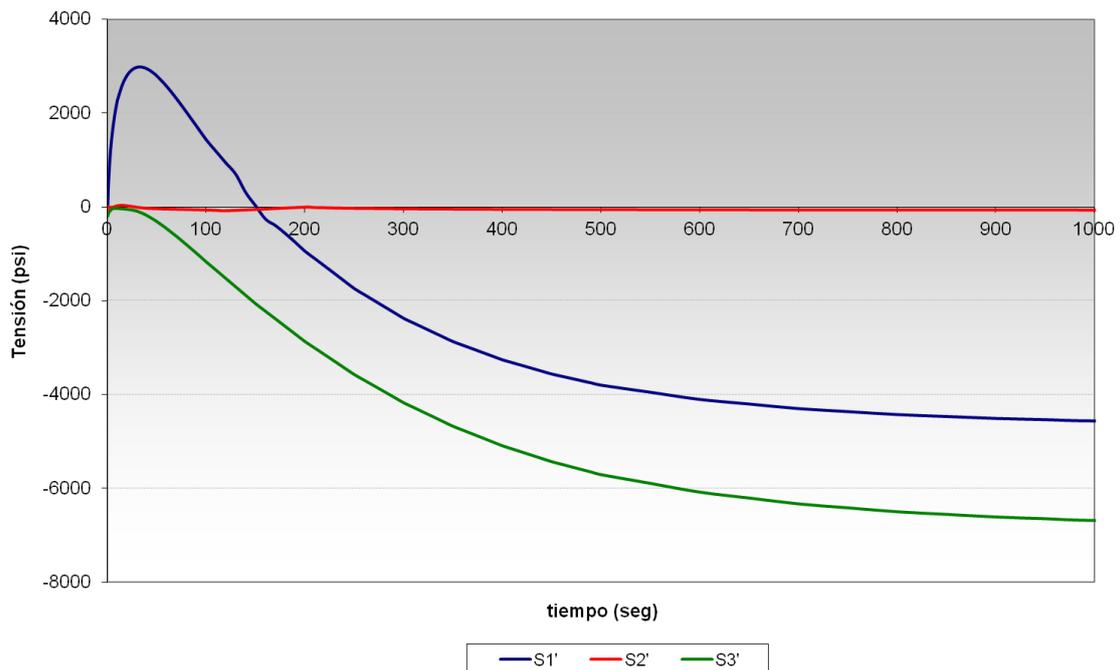


Figura III.57. Tensiones principales fijando las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 25% OUT)

En la Figura III.58 y Figura III.59 se muestran la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.56 y Figura III.57 respectivamente. En el primer caso la mayor variación de tensiones corresponde a (S1-S3), mientras que en el segundo caso la mayor variación se debe a (S1-S2).

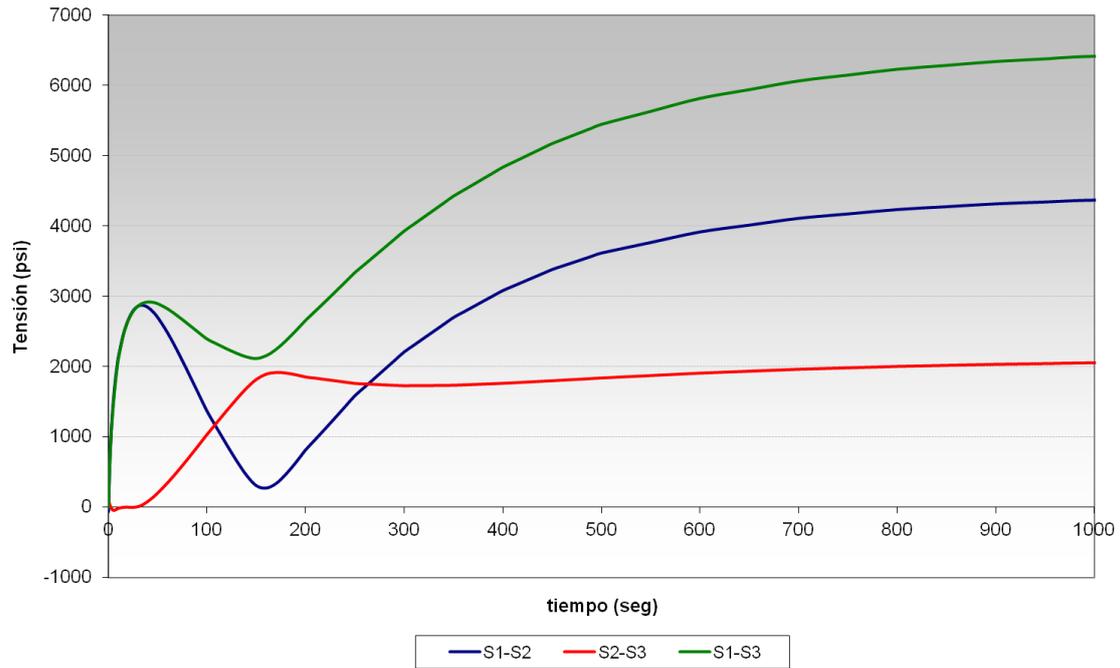


Figura III.58. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 25% OUT)

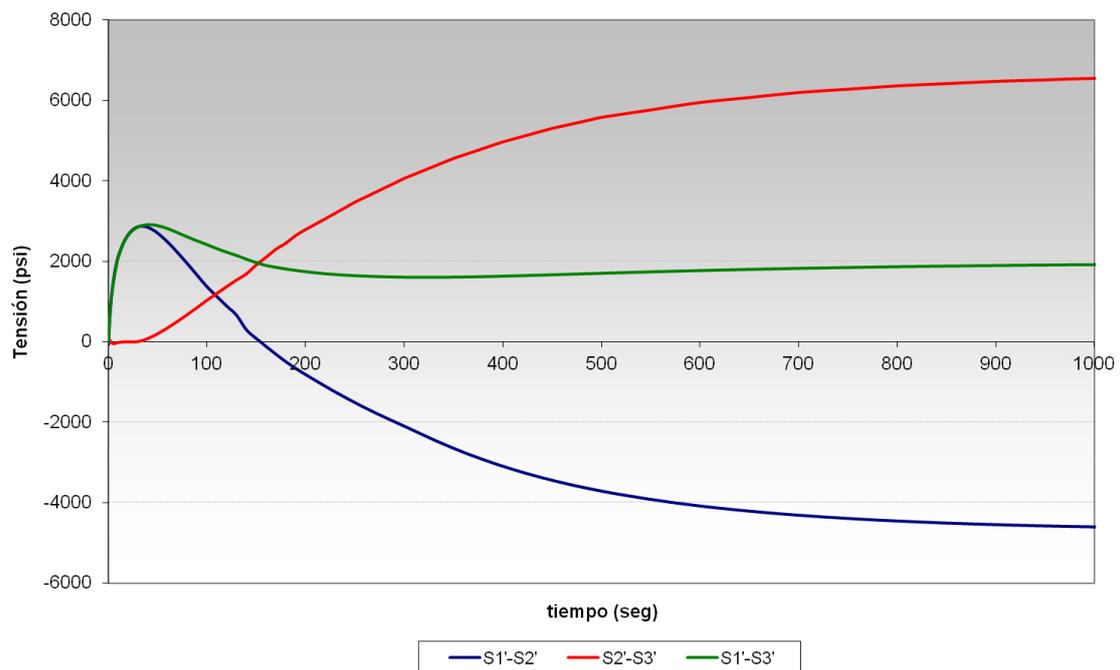


Figura III.59. Diferencia de tensiones principales fijando las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 25% OUT)

En la Figura III.60 se comparan las Funciones de Green obtenidas, apreciándose en este caso una importante diferencia, que posteriormente se verá reflejada en el daño a fatiga. En la Figura III.61 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la

orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura 5.4), se verifica que el acoplamiento en este caso positivo, ya que la Función de Green obtenida sin precarga es decreciente (acoplamiento positivo) y con precarga también es decreciente (se mantiene el signo del acoplamiento).

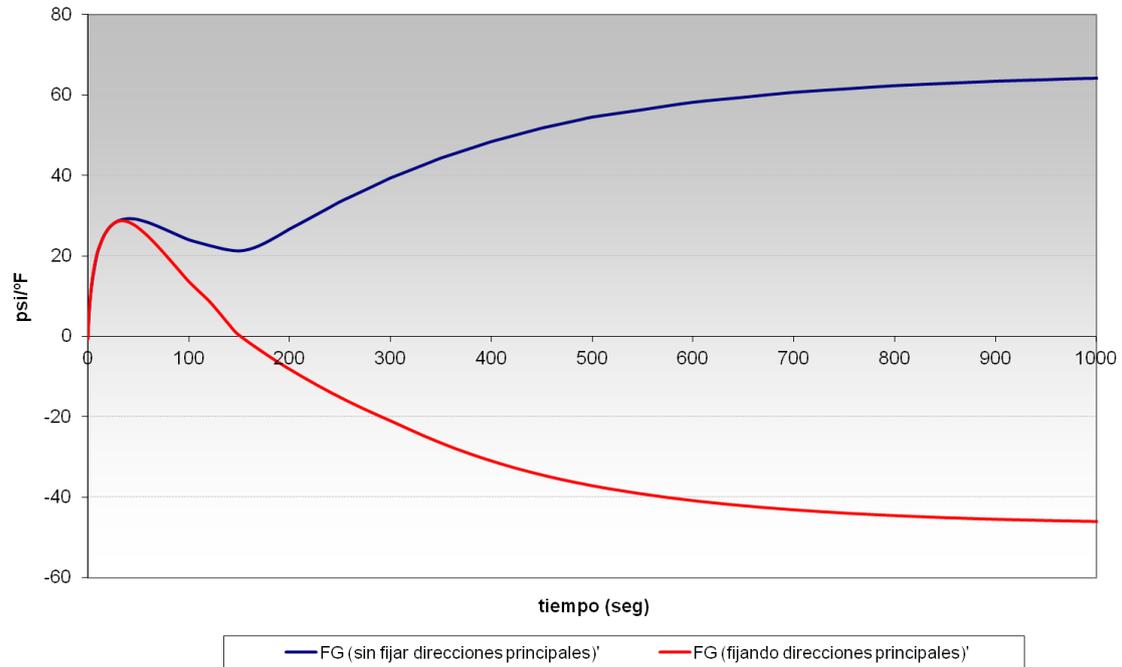


Figura III.60. Funciones de Green. ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 25% OUT)

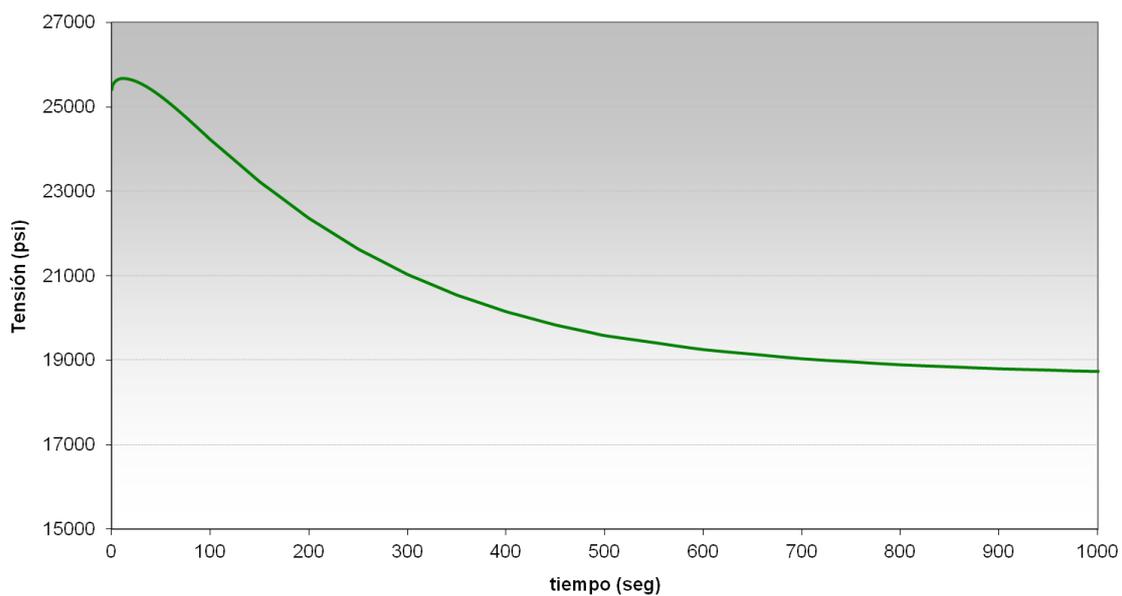


Figura III.61. Tensiones térmicas ($\Delta T = -100$ °F) previa precarga de presión.
Localización: Corner. (Caudal 25% OUT)

III.1.5.2. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: SIDE

En la Figura III.62 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Side* ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.63 se muestran las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59]. En este caso no se aprecia ninguna “intersección” entre las tensiones principales, y por tanto el resultado es idéntico que si se fija la dirección de las tensiones principales, ya que ésta no varía.

En la Figura III.64 se representa la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.63, donde se puede apreciar como la mayor variación de tensiones corresponde a (S_1 - S_3). En la Figura III.65 se muestra la Función de Green obtenida para esta situación analizada.

En la Figura III.66 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura 5.4), se comprueba que el acoplamiento es positivo, ya que la Función de Green obtenida sin precarga es creciente (acoplamiento negativo) y con precarga también es creciente (se cambia el signo del acoplamiento).

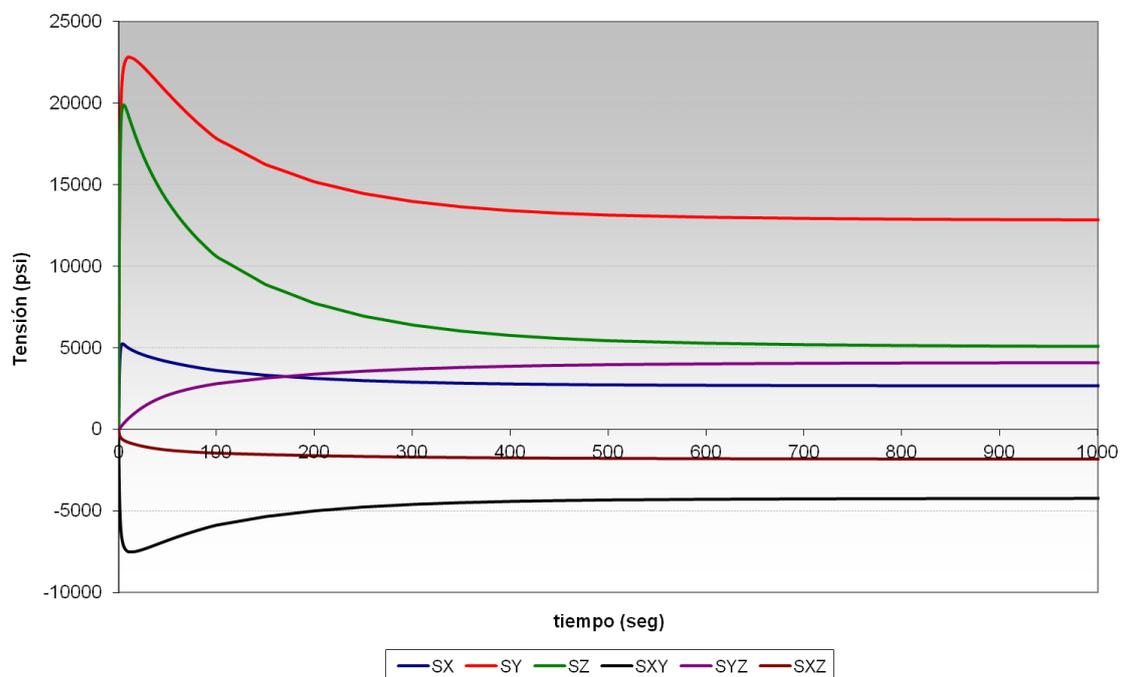


Figura III.62. Componentes de tensión trasladadas al origen ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Side. (Caudal 25% OUT)

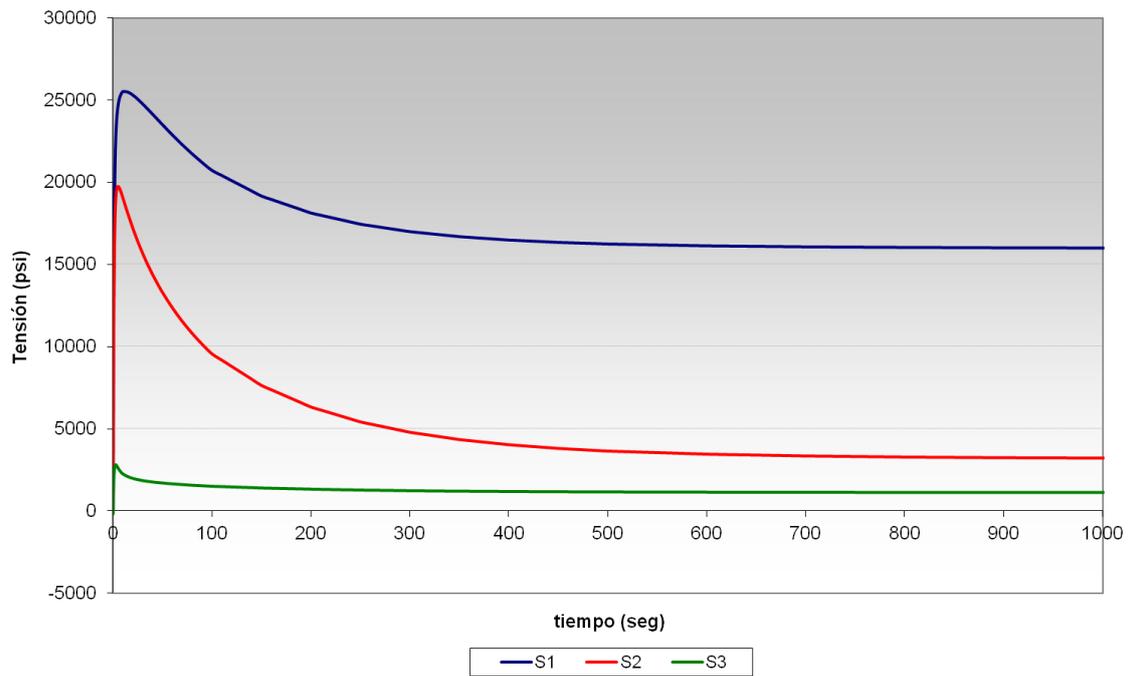


Figura III.63. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F).
Localización: Side. (Caudal 25% OUT)

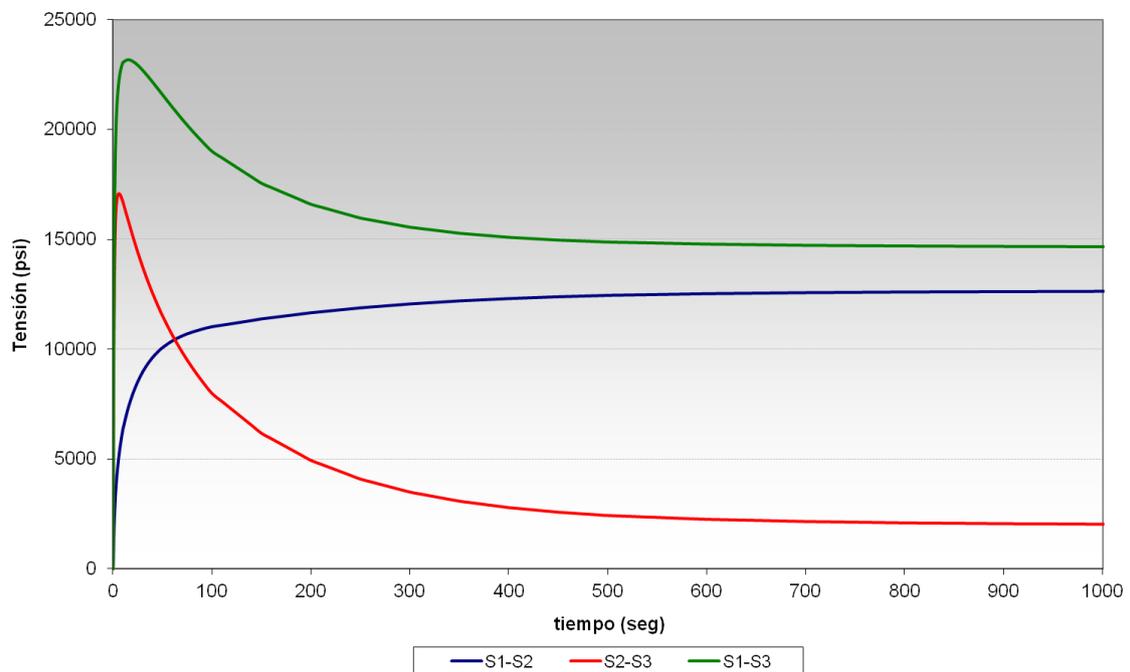


Figura III.64. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales.
Localización: Side. (Caudal 25% OUT)

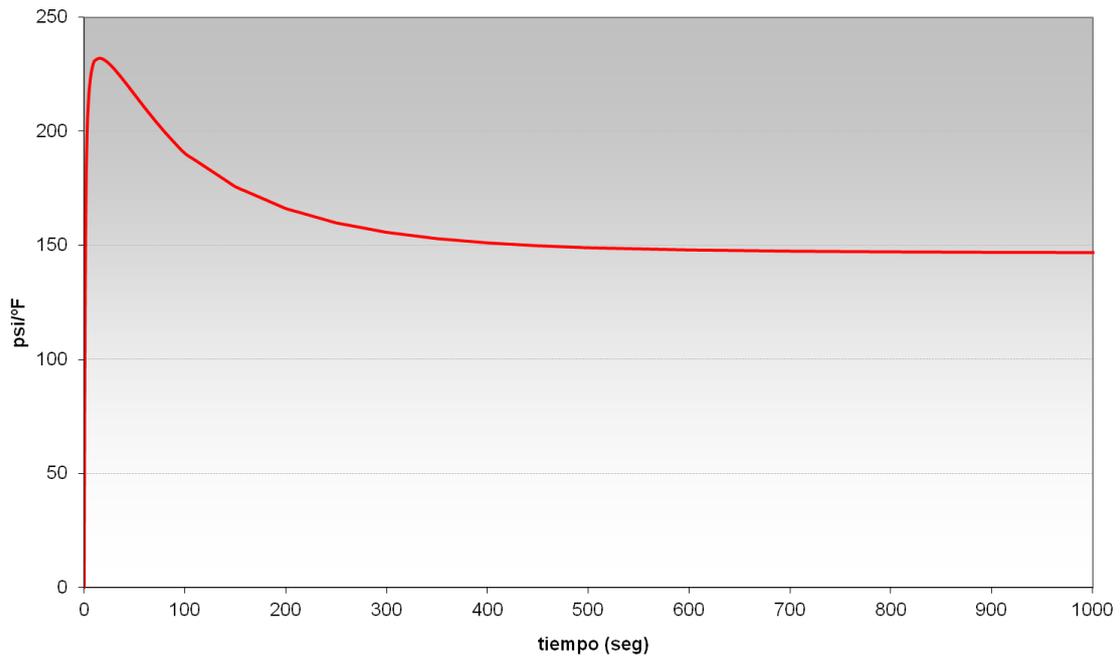


Figura III.65. *Función de Green. Localización: Side. (Caudal 25% OUT)*

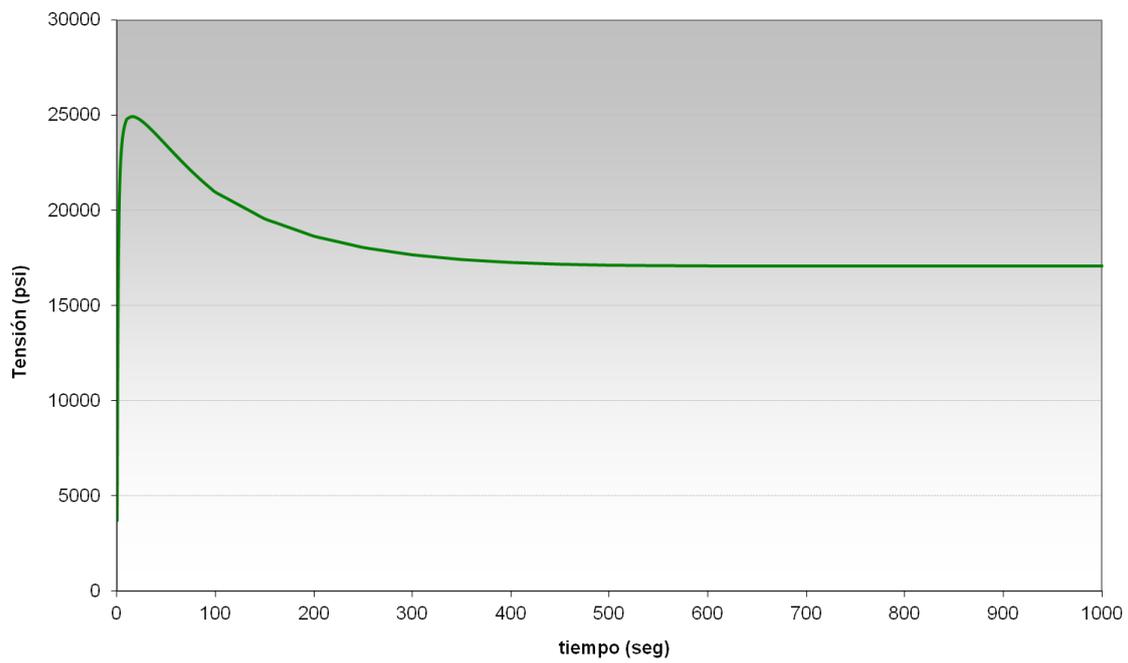


Figura III.66. *Tensiones térmicas ($\Delta T = -100$ °F) previa precarga de presión. Localización: Side. (Caudal 25% OUT)*

III.1.6. CASO 6. 0% CAUDAL EN RRCC OUT

Las funciones de Green en las localizaciones críticas se obtuvieron al simular una variación térmica negativa de 100 °F (de 550 a 450 °F) en la salida de RRCC (OUT). En este evento se reproduce dicha variación de temperatura cuando existen condiciones de caudal nulo en la salida de RRCC (OUT) y caudal alto por los otros dos segmentos (RRCC IN y LPCI).

III.1.6.1. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: CORNER

En la Figura III.67 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Corner* ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.68 se exponen las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59], apreciándose una “intersección” entre la tensión principal S_1 y S_2 aproximadamente a los 200 seg., y un cambio de dirección posterior en las funciones.

En la Figura III.69 se representan las tensiones principales generadas en esta localización cuando se fija la dirección de las tensiones principales, esto es, permitiendo el cruce de las tensiones principales S_1 y S_2 .

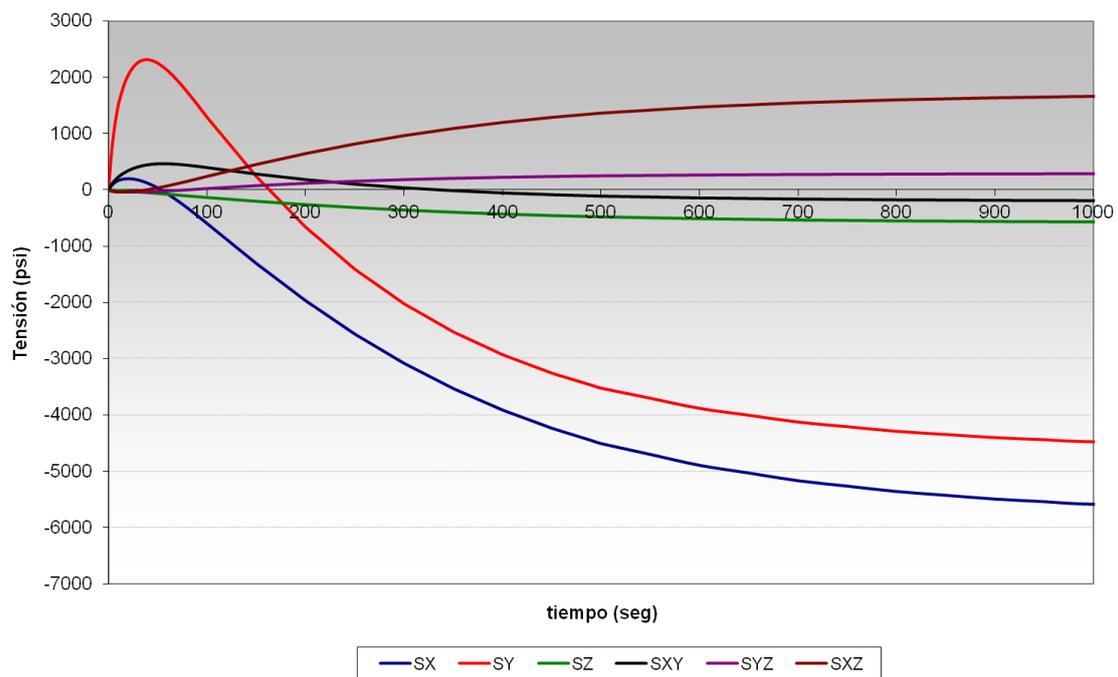


Figura III.67. Componentes de tensión trasladadas al origen ($\Delta T = -100$ °F). Localización: *Corner*. (Caudal 0% OUT)

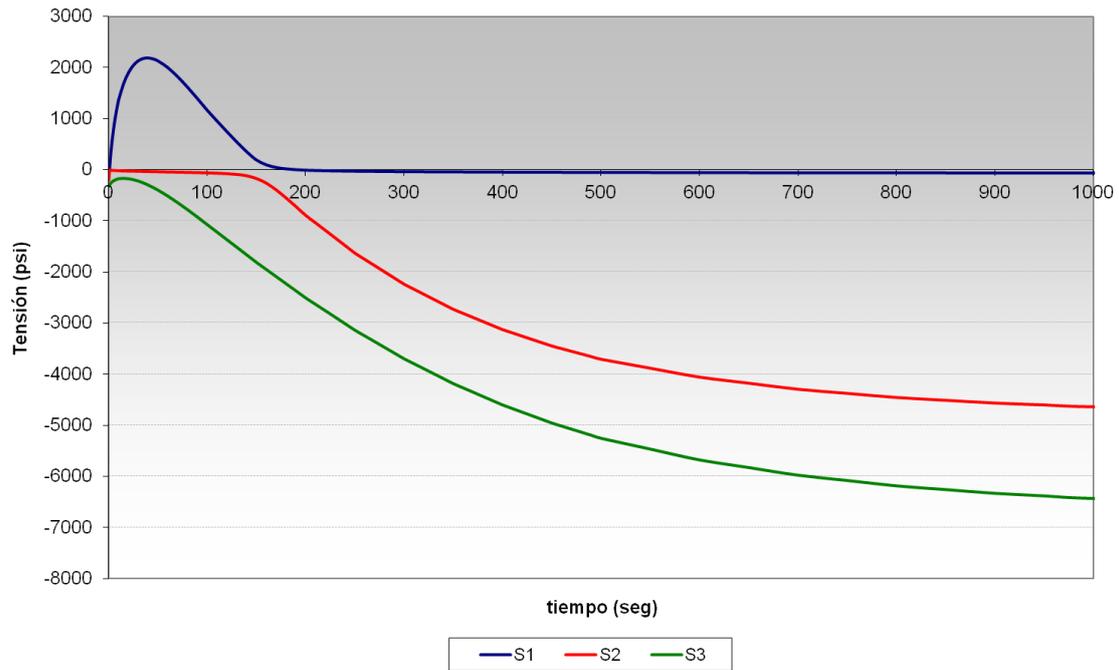


Figura III.68. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 0% OUT)

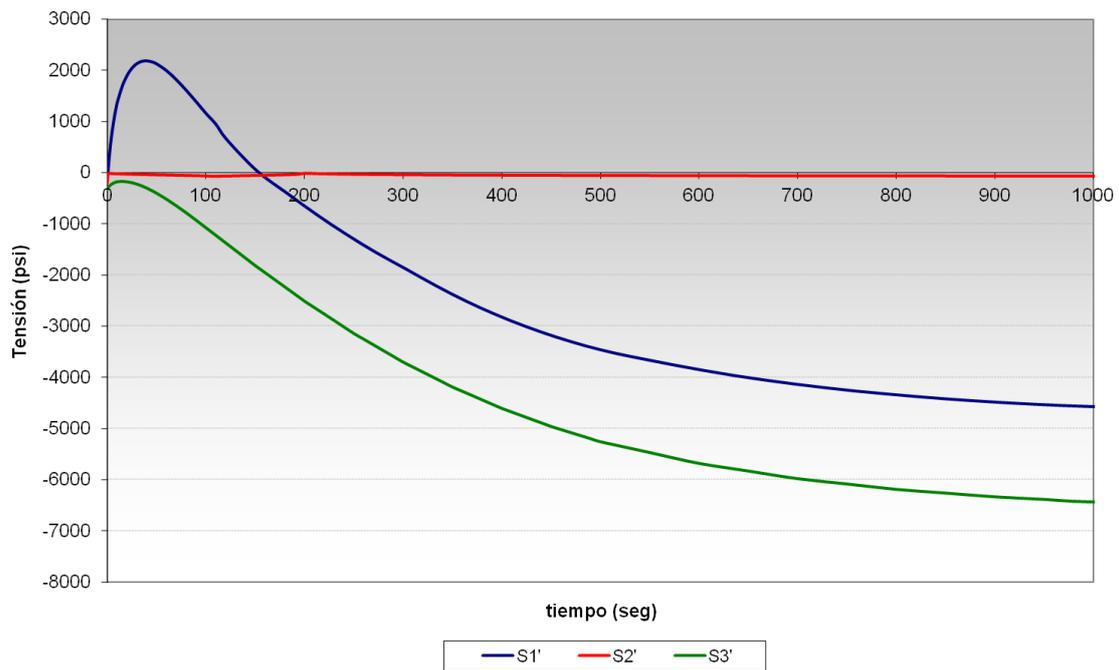


Figura III.69. Tensiones principales fijando las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 0% OUT)

En la Figura III.70 y Figura III.71 se muestran la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.68 y Figura III.69 respectivamente. En el primer caso la mayor variación de tensiones corresponde a (S1-S3), mientras que en el segundo caso la mayor variación se debe a (S1-S2).

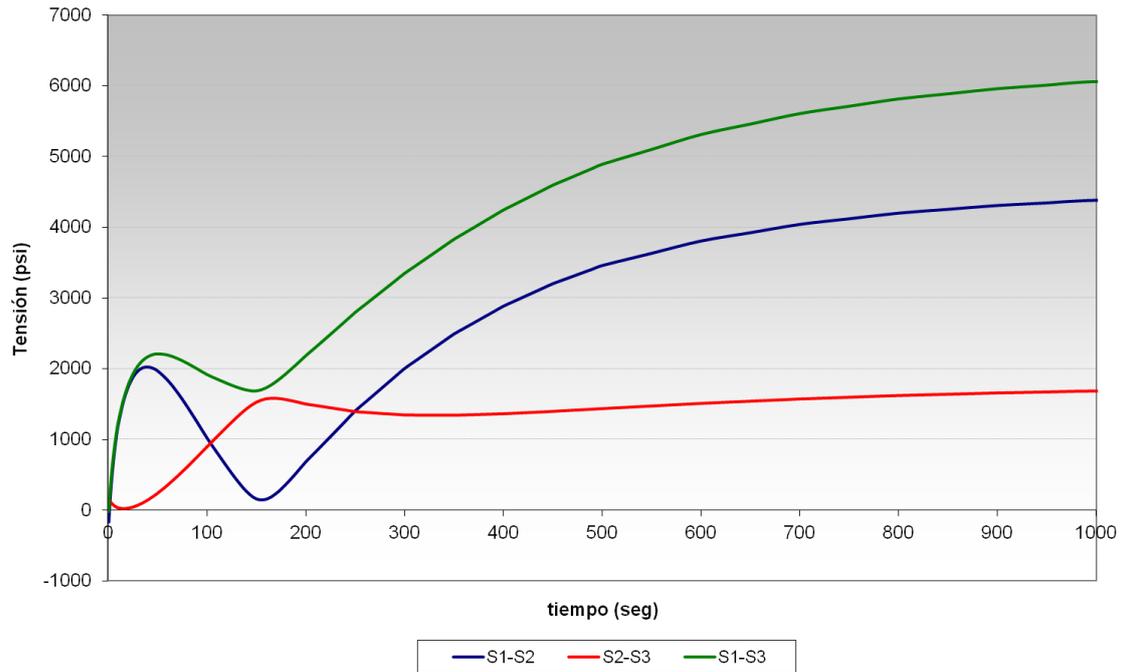


Figura III.70. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 0% OUT)

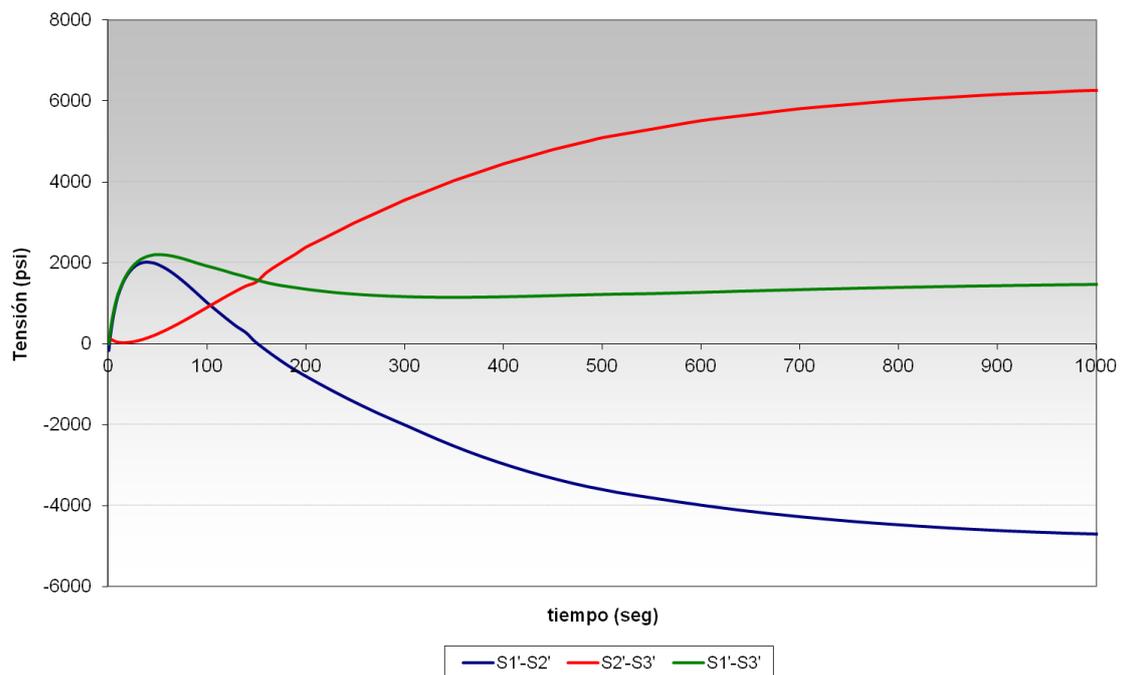


Figura III.71. Diferencia de tensiones principales fijando las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Corner. (Caudal 0% OUT)

En la Figura III.72 se comparan las Funciones de Green obtenidas, apreciándose en este caso una importante diferencia, que posteriormente se verá reflejada en el daño a fatiga. En la Figura III.73 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la

orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura 5.4), se verifica que el acoplamiento en este caso positivo, ya que la Función de Green obtenida sin precarga es decreciente (acoplamiento positivo) y con precarga también es decreciente (se mantiene el signo del acoplamiento).

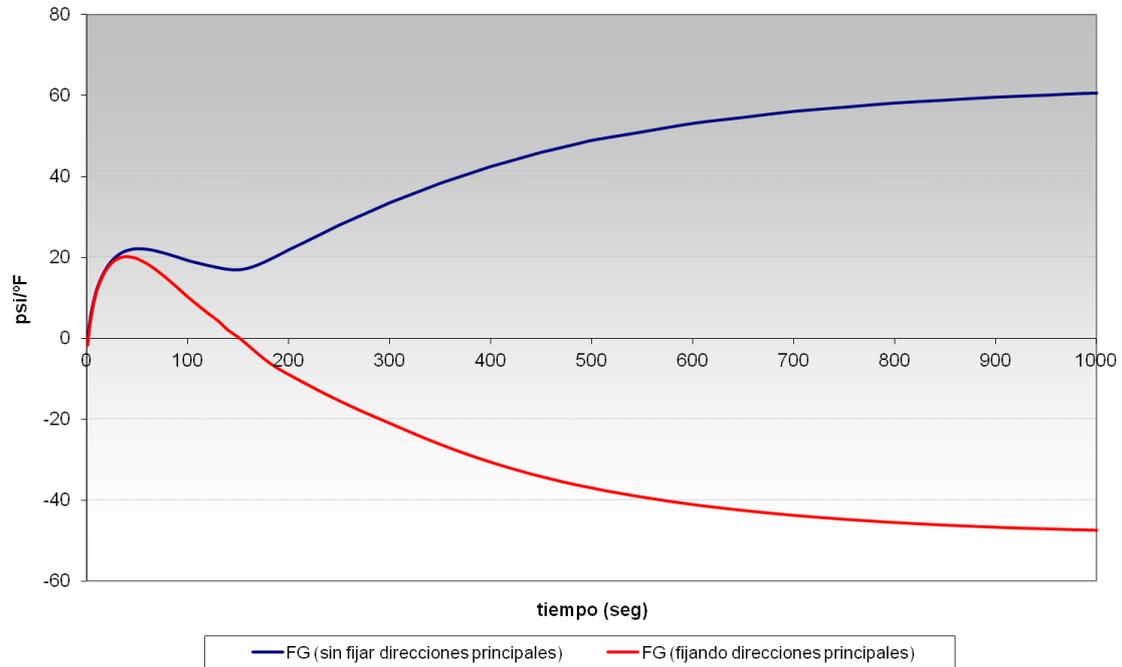


Figura III.72. Funciones de Green. ($\Delta T = -100^\circ F$). Localización: Corner. (Caudal 0% OUT)

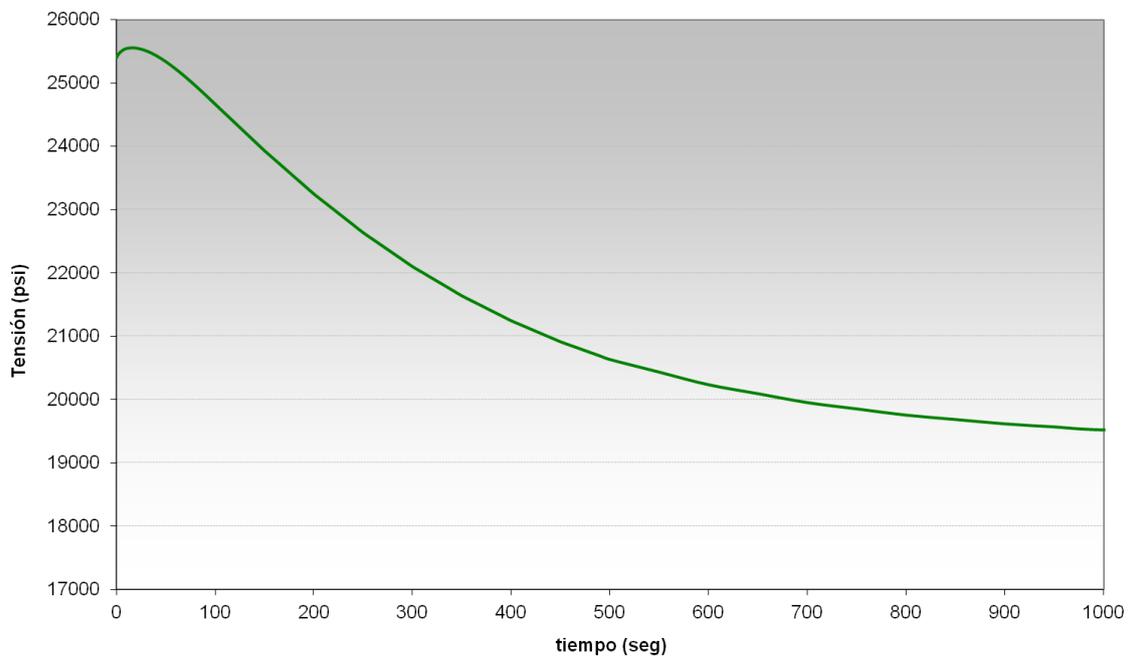


Figura III.73. Tensiones térmicas ($\Delta T = -100^\circ F$) previa precarga de presión.
Localización: Corner. (Caudal 0% OUT)

III.1.6.2. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: SIDE

En la Figura III.74 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Side* ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.75 se muestran las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59]. En este caso no se aprecia ninguna “intersección” entre las tensiones principales, y por tanto el resultado es idéntico que si se fija la dirección de las tensiones principales, ya que ésta no varía.

En la Figura III.76 se representa la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.75, donde se puede apreciar como la mayor variación de tensiones corresponde a (S_1 - S_3). En la Figura III.77 se muestra la Función de Green obtenida para esta situación analizada.

En la Figura III.78 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura 5.4), se comprueba que el acoplamiento es positivo, ya que la Función de Green obtenida sin precarga es creciente (acoplamiento negativo) y con precarga también es creciente (se cambia el signo del acoplamiento).

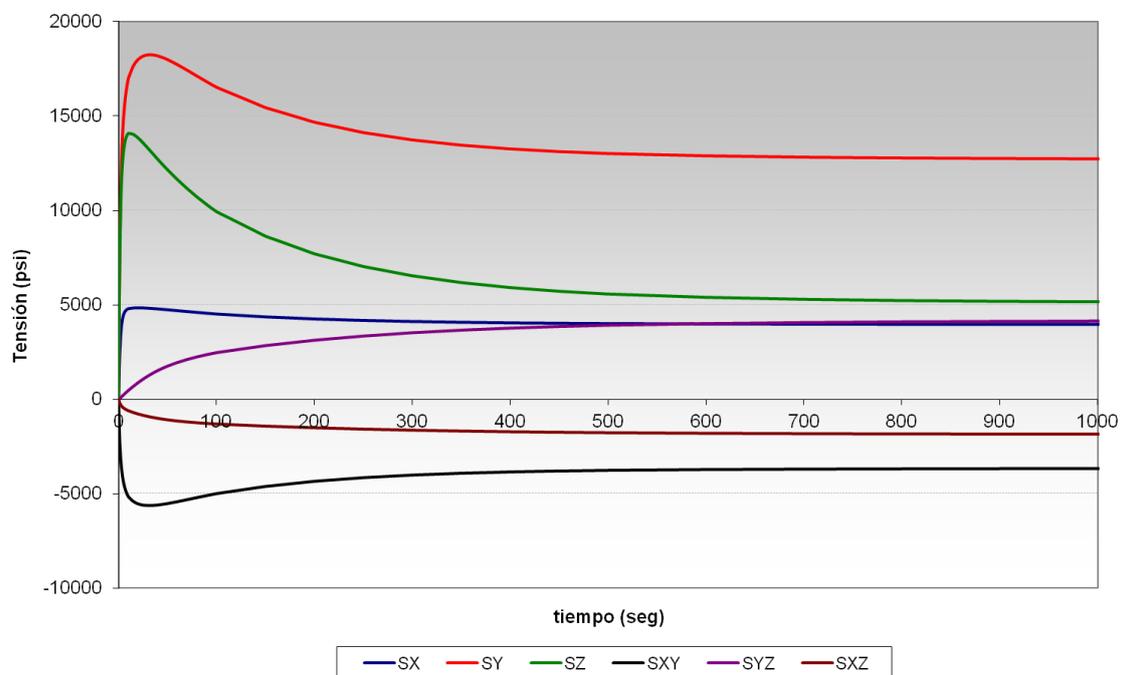


Figura III.74. Componentes de tensión trasladadas al origen ($\Delta T = -100$ °F). Localización: Side. (Caudal 0% OUT)

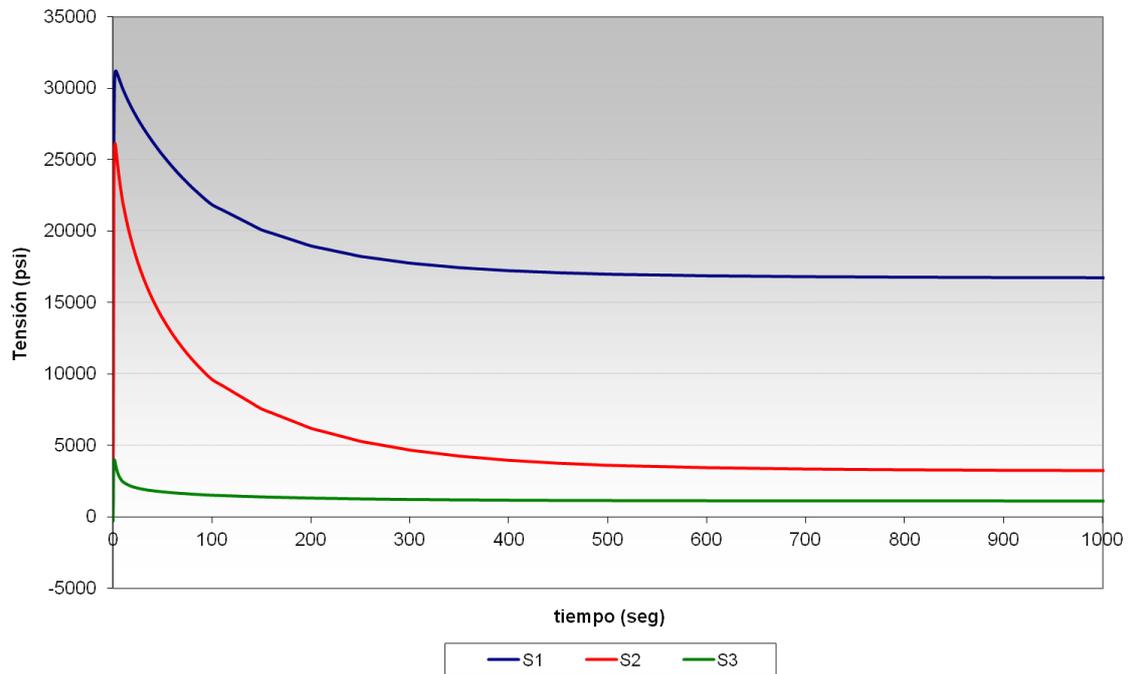


Figura III.75. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -100$ °F).
Localización: Side. (Caudal 25% OUT)

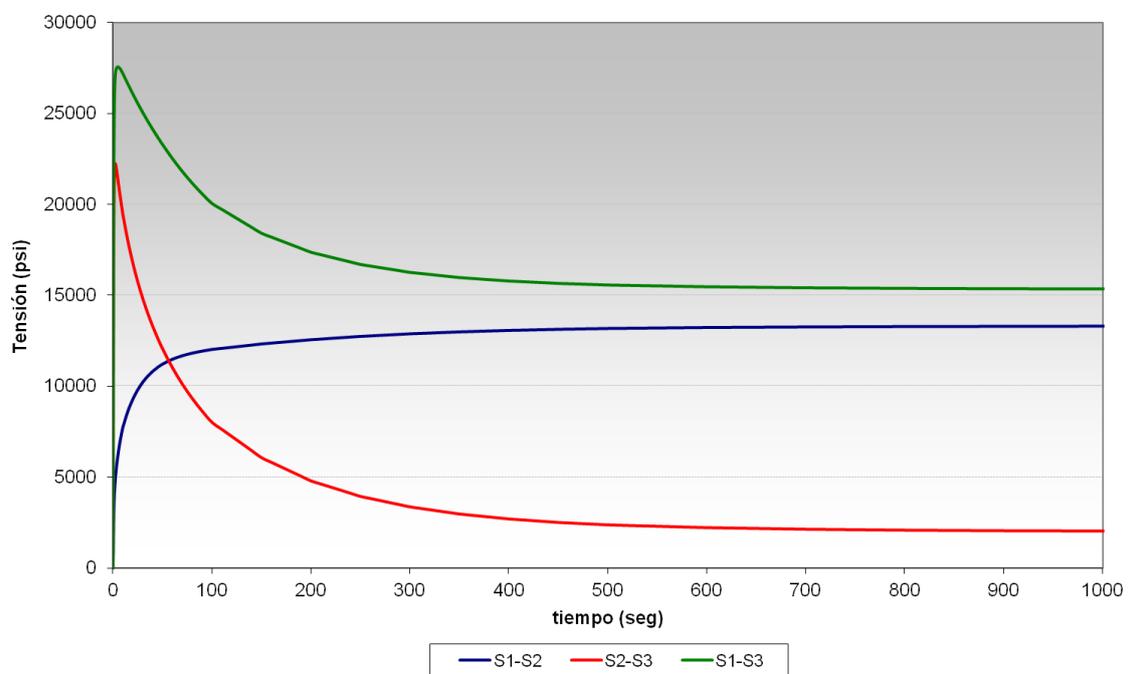


Figura III.76. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales.
Localización: Side. (Caudal 25% OUT)

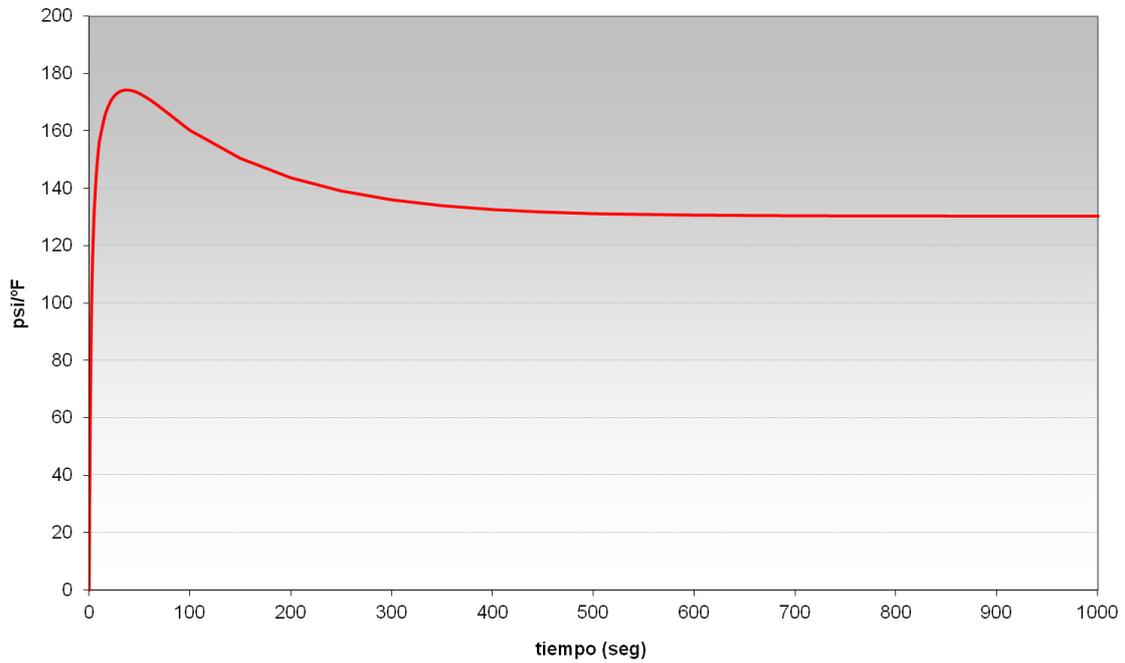


Figura III.77. *Función de Green. Localización: Side. (Caudal 25% OUT)*

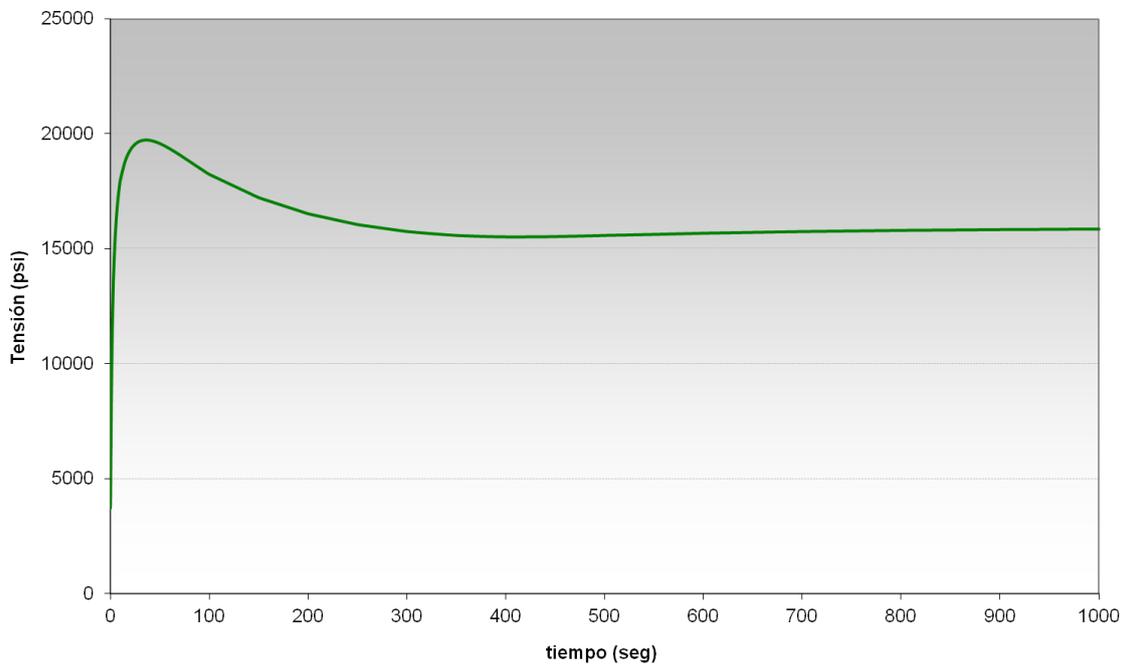


Figura III.78. *Tensiones térmicas ($\Delta T = -100$ °F) previa precarga de presión. Localización: Side. (Caudal 25% OUT)*

III.1.7. CASO 7. 100% CAUDAL EN LPCI

Las funciones de Green en las localizaciones críticas se obtuvieron al simular una variación térmica negativa de 480 °F (de 550 a 70 °F) en el LPCI. En este evento se reproduce dicha variación de temperatura cuando existen condiciones de caudal alto en los tres segmentos del componente.

III.1.7.1. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: CORNER

En la Figura III.79 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Corner* ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.80 se muestran las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59]. En este caso no se aprecia ninguna “intersección” entre las tensiones principales, y por tanto el resultado es idéntico que si se fija la dirección de las tensiones principales, ya que ésta no varía.

En la Figura III.81 se representa la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.80, donde se puede apreciar como la mayor variación de tensiones corresponde a (S1-S3). En la Figura III.82 se muestra la Función de Green obtenida para esta situación analizada.

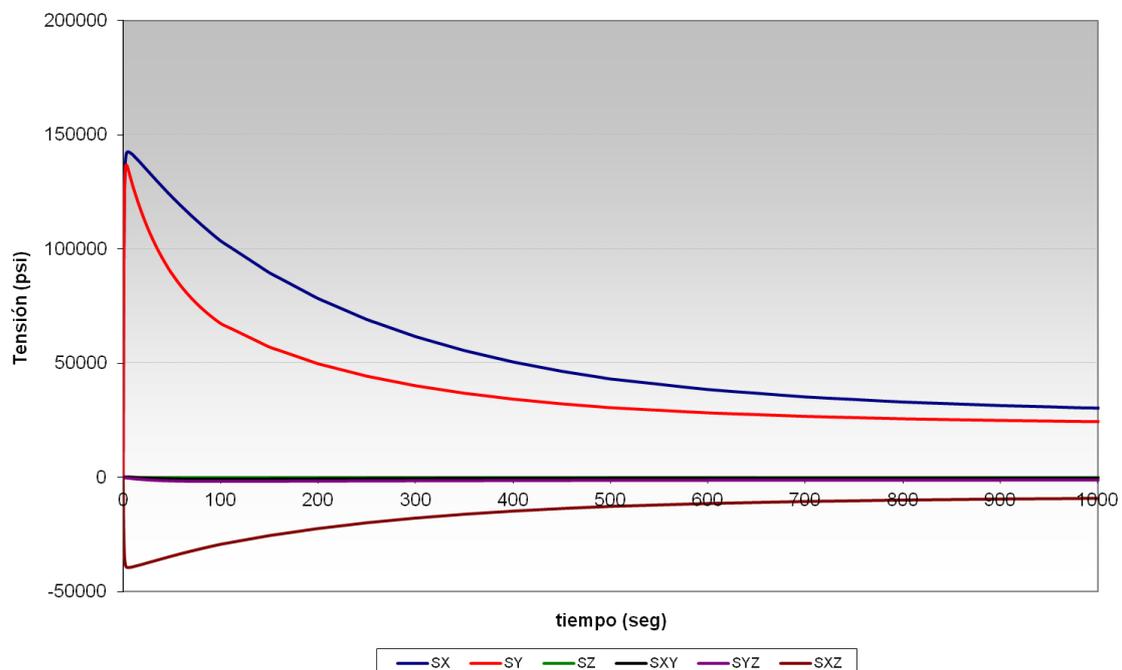


Figura III.79. Componentes de tensión trasladadas al origen ($\Delta T = -480$ °F). Localización: *Corner*. (Caudal 100% LPCI)

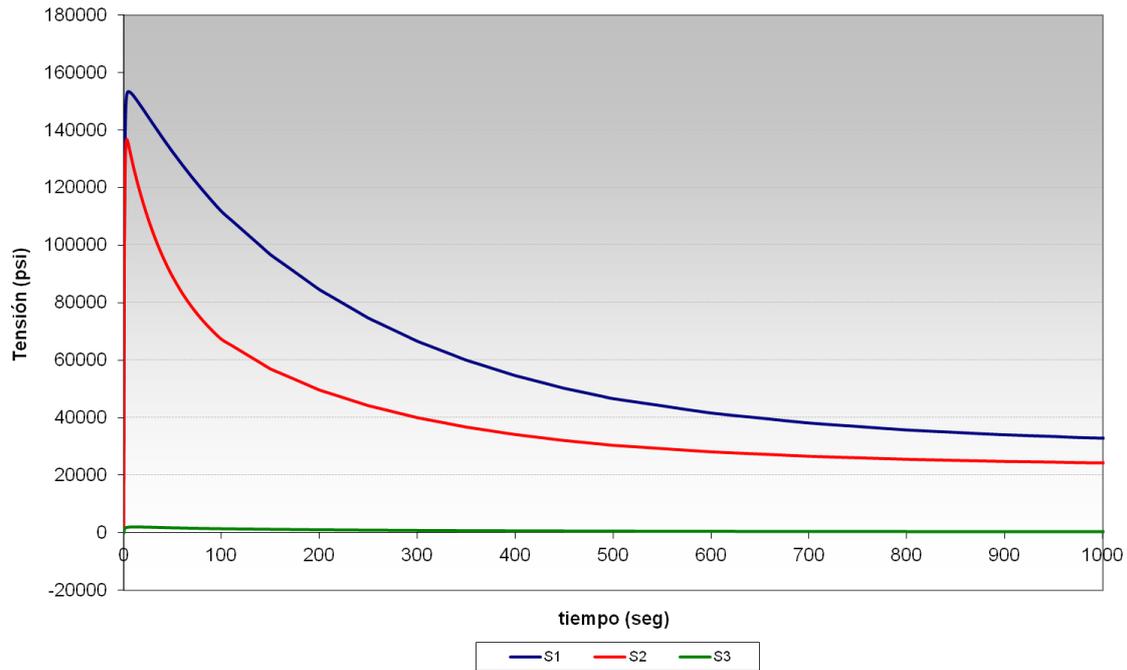


Figura III.80. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -480$ °F).
Localización: Corner. (Caudal 100% LPCI)

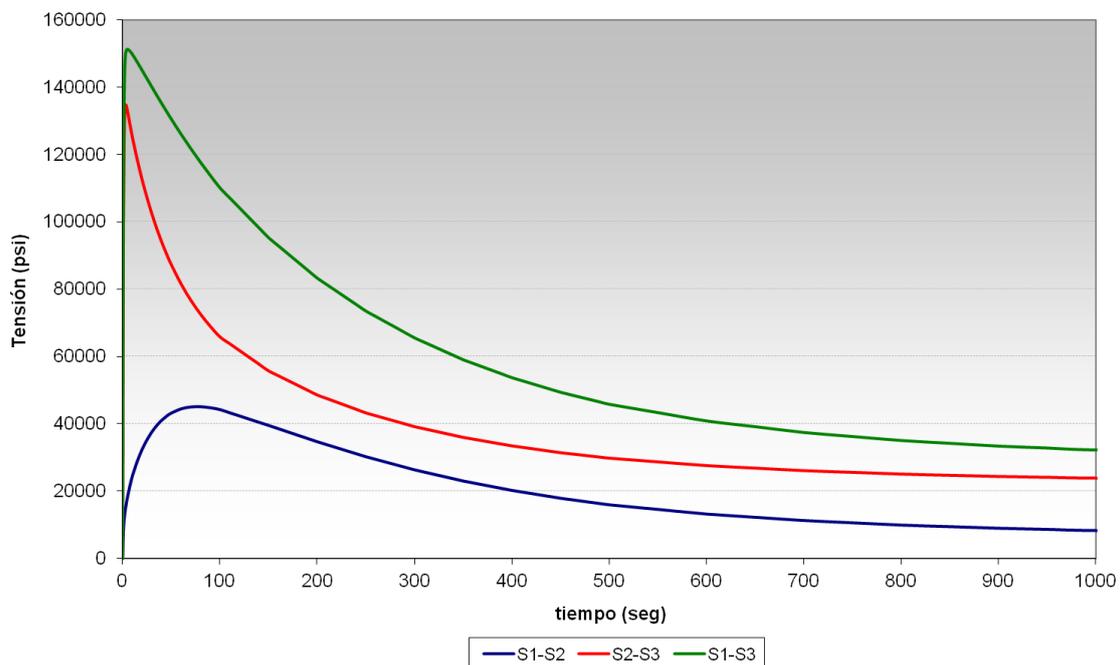


Figura III.81. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales.
Localización: Corner. (Caudal 100% LPCI)

En la Figura III.83 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura 5.4), se comprueba que el acoplamiento es positivo, ya que la Función de Green obtenida sin

precarga es creciente (acoplamiento negativo) y con precarga también es creciente (se cambia el signo del acoplamiento).

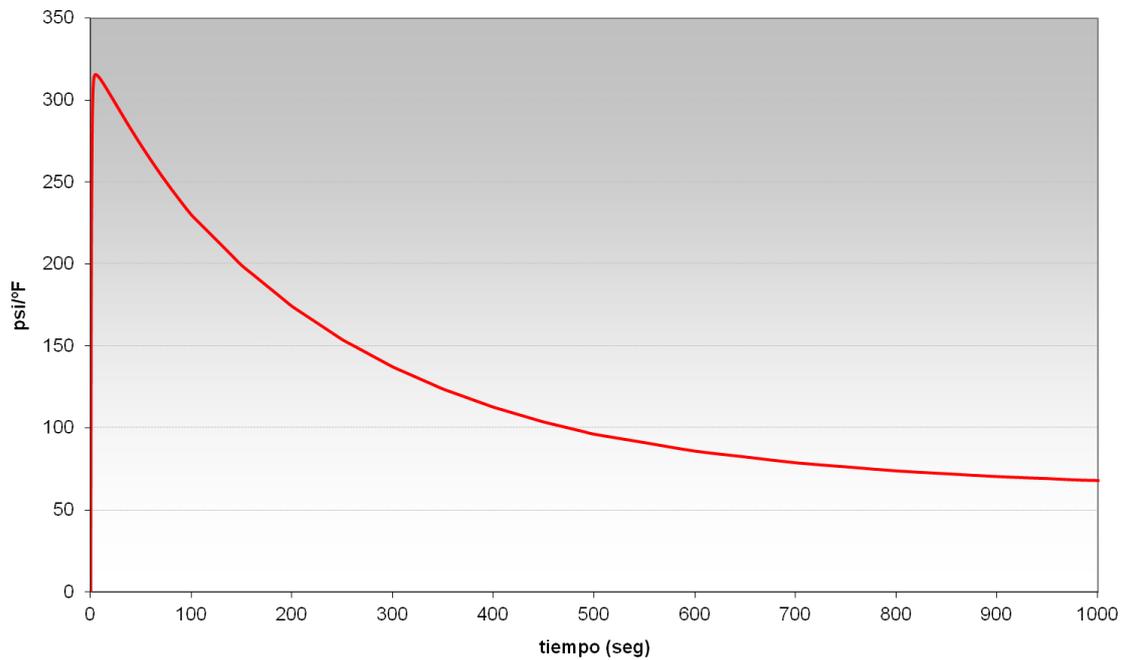


Figura III.82. *Función de Green. Localización: Corner. (Caudal 100% LPCI)*

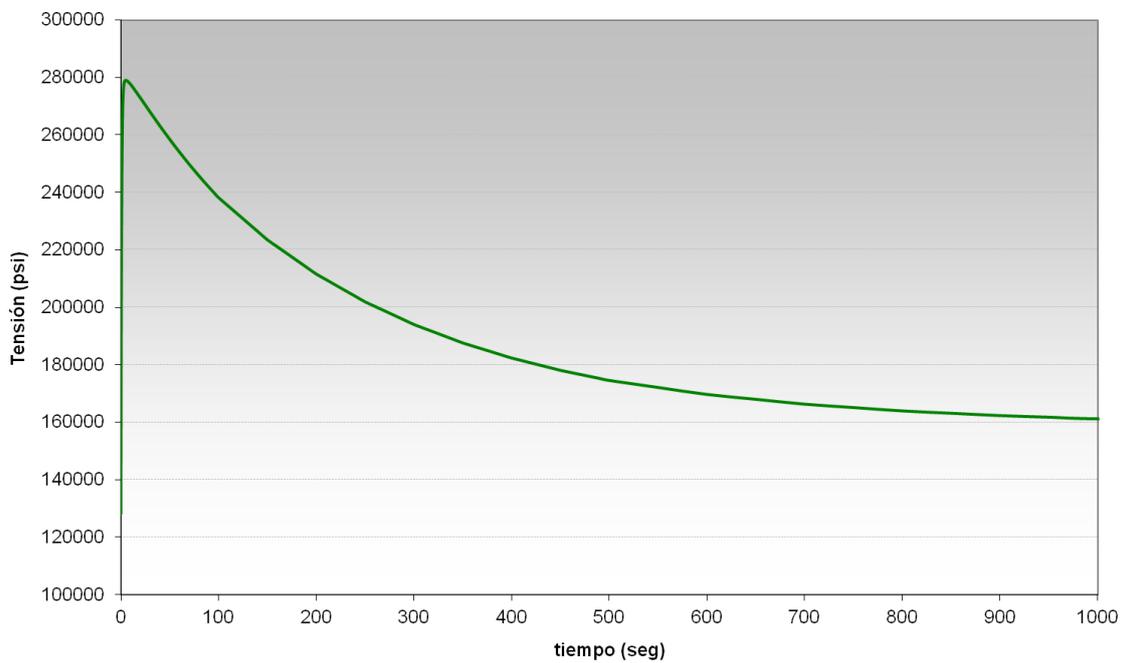


Figura III.83. *Tensiones térmicas ($\Delta T = -480$ °F) previa precarga de presión. Localización: Corner. (Caudal 100% LPCI)*

III.1.7.2. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: SIDE

En la Figura III.84 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Side* ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.85 se exponen las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59], apreciándose una “intersección” entre la tensión principal S_1 y S_2 aproximadamente a los 300 seg., y un cambio de dirección posterior en las funciones.

En la Figura III.86 se representan las tensiones principales generadas en esta localización cuando se fija la dirección de las tensiones principales, esto es, permitiendo el cruce de las tensiones principales S_1 y S_2 .

En la Figura III.87 y Figura III.88 se muestran la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.85 y Figura III.86 respectivamente. En el primer caso la mayor variación de tensiones corresponde a (S_1-S_3), mientras que en el segundo caso la mayor variación se debe a (S_1-S_2).

En la Figura III.89 se comparan las Funciones de Green obtenidas, apreciándose en este caso una importante diferencia, que posteriormente se verá reflejada en el daño a fatiga.

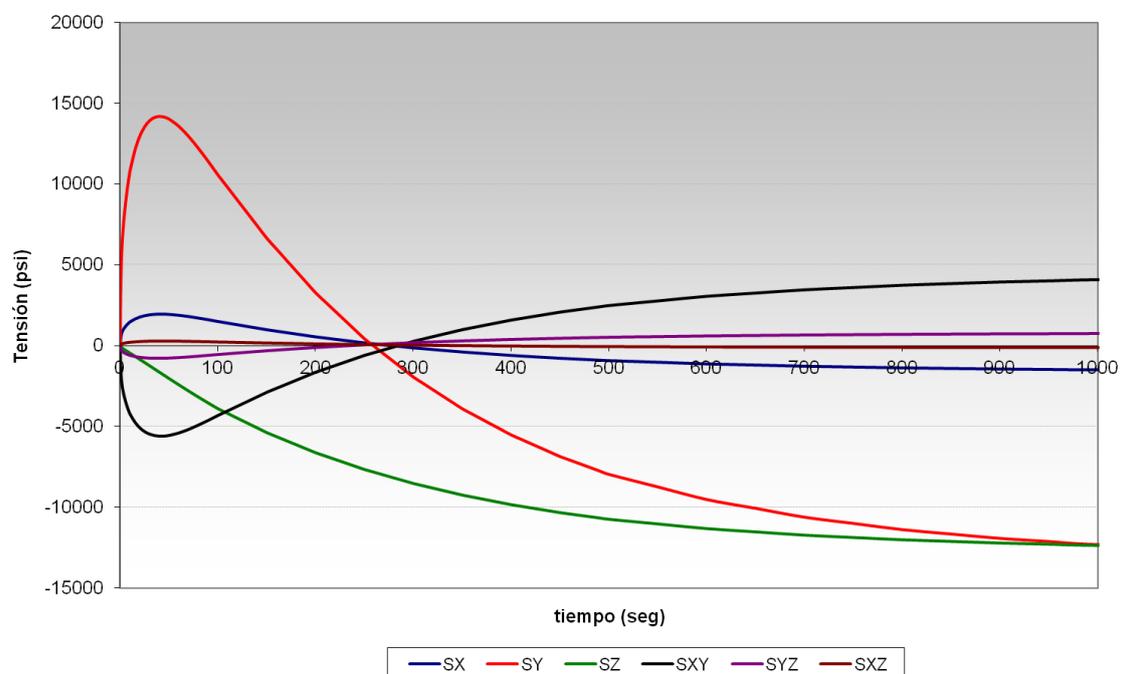


Figura III.84. Componentes de tensión trasladadas al origen ($\Delta T = -480$ °F). Localización: Side. (Caudal 100% LPCI)

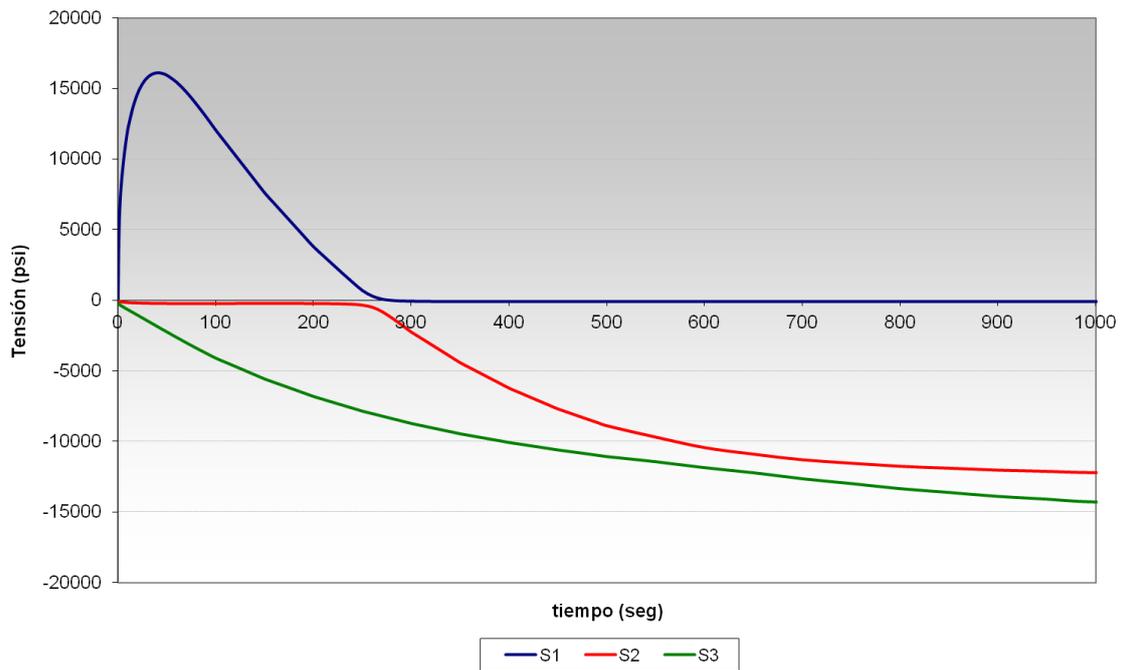


Figura III.85. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -480$ °F). Localización: Side. (Caudal 100% LPCI)

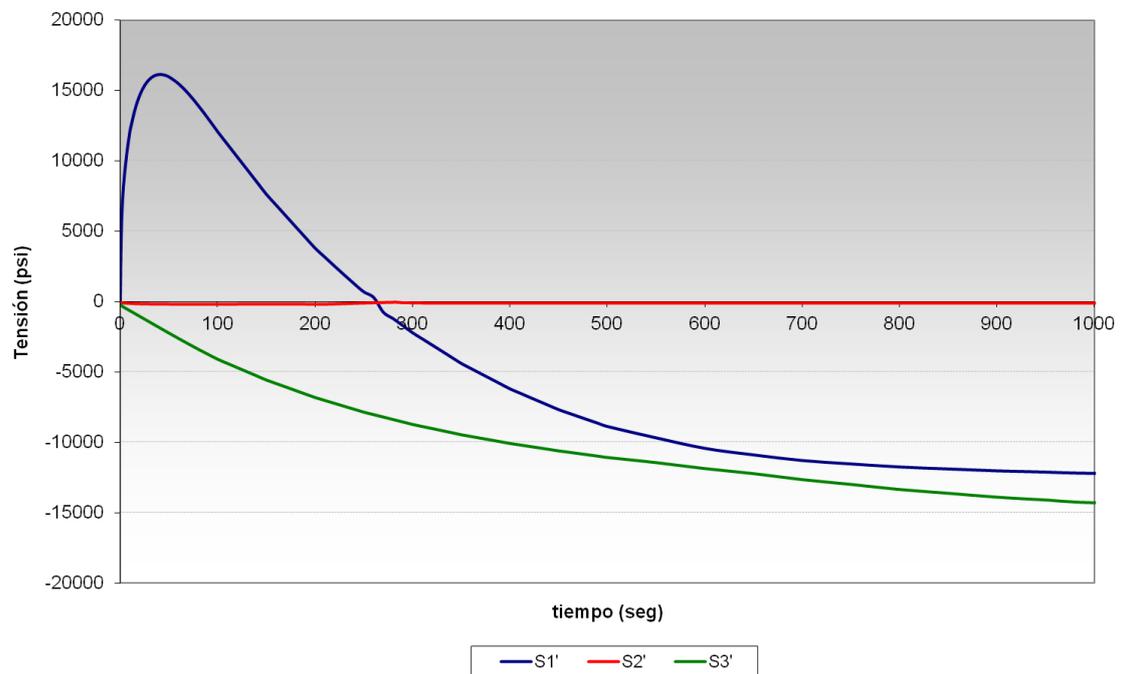


Figura III.86. Tensiones principales fijando las direcciones principales ($\Delta T = -480$ °F). Localización: Side. (Caudal 100% LPCI)

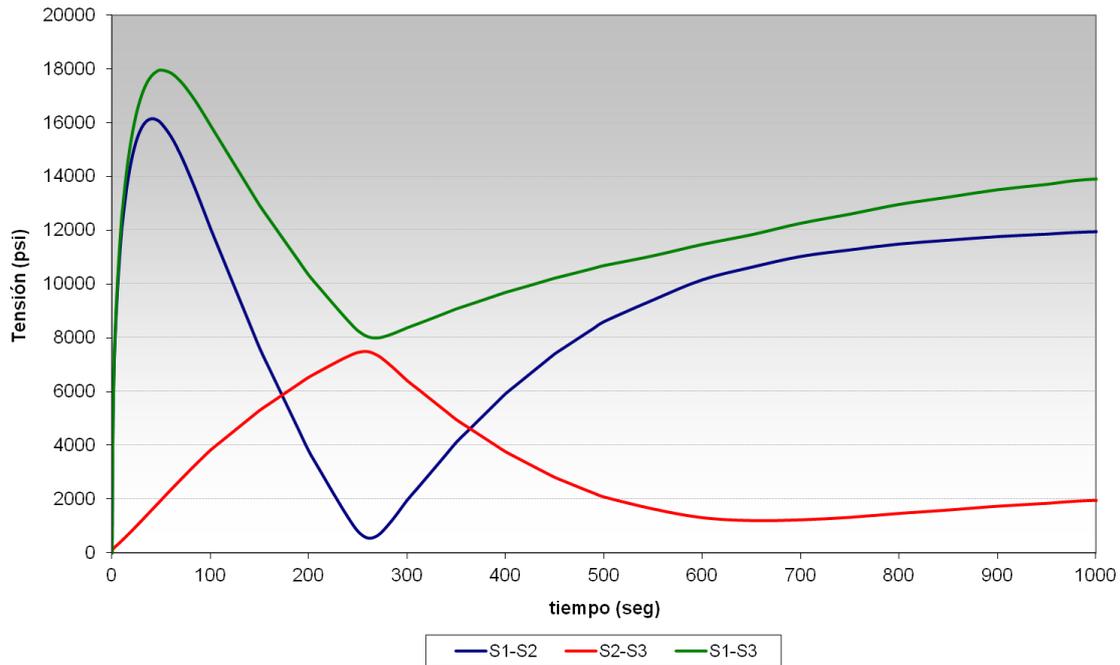


Figura III.87. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -480$ °F). Localización: Side. (Caudal 100% LPCI)

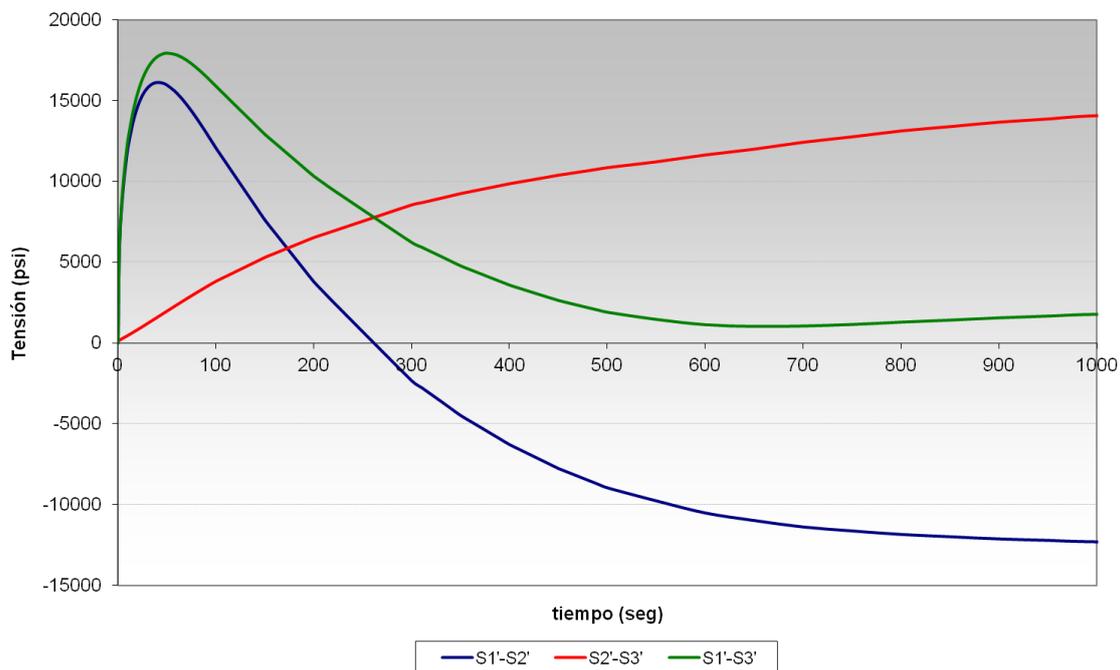


Figura III.88. Diferencia de tensiones principales fijando las direcciones principales ($\Delta T = -480$ °F). Localización: Side. (Caudal 100% LPCI)

En la Figura III.90 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura 5.4), se verifica que el acoplamiento en este caso positivo, ya que la Función de Green obtenida

sin precarga es creciente (acoplamiento negativo) y con precarga también es creciente (se cambia el signo del acoplamiento).

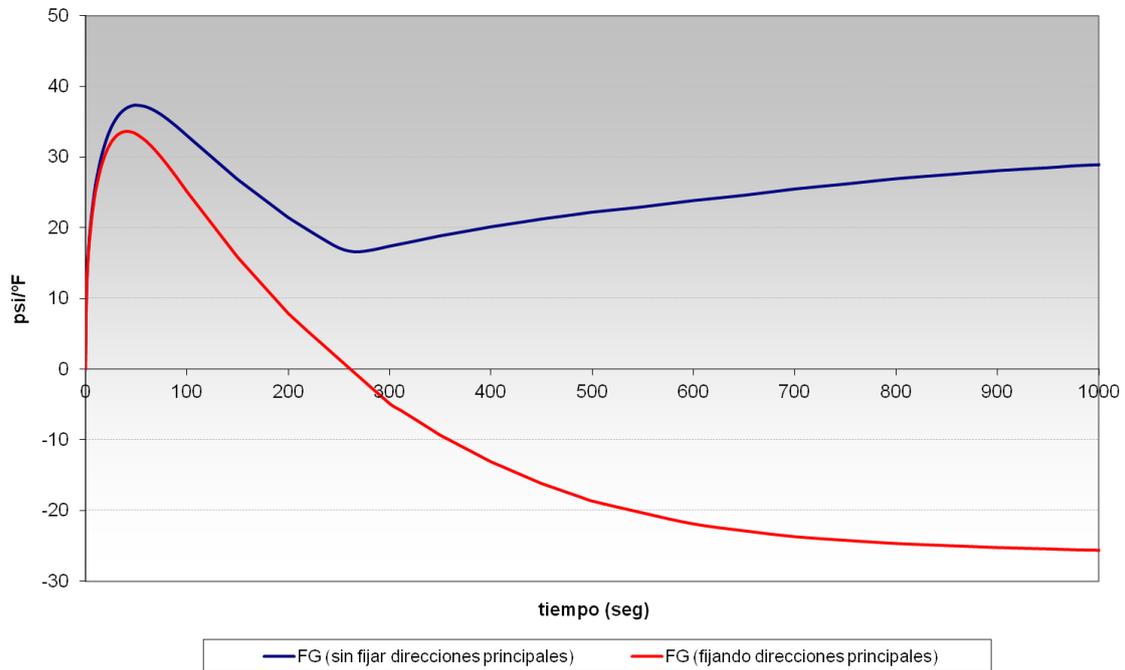


Figura III.89. Funciones de Green. ($\Delta T = -480$ °F). Localización: Side. (Caudal 100% LPCI)

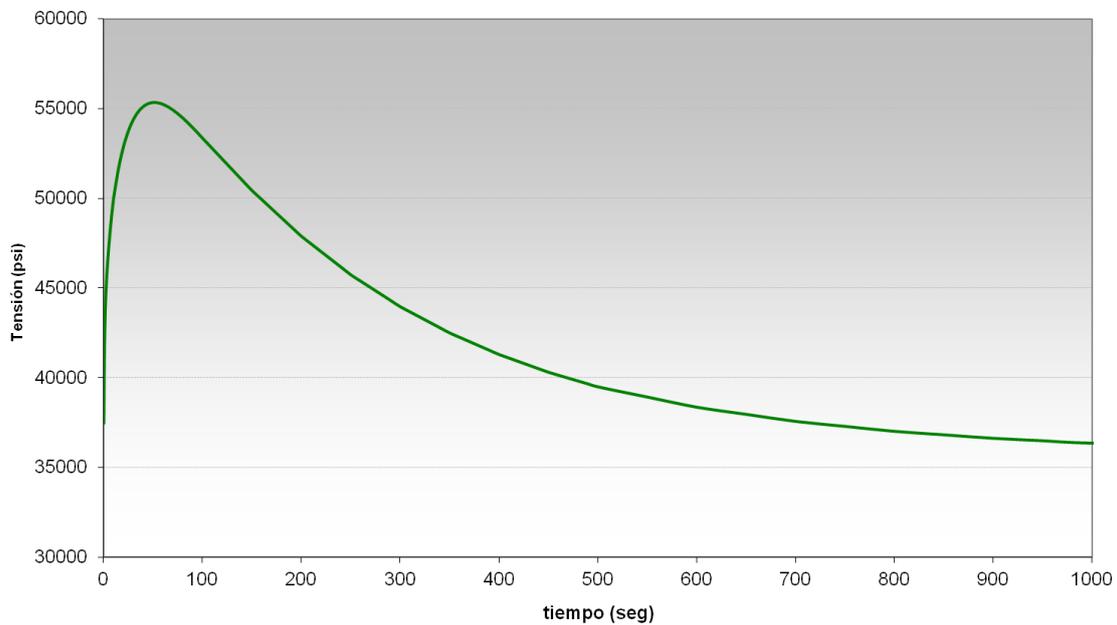


Figura III.90. Tensiones térmicas ($\Delta T = -480$ °F) previa precarga de presión.
Localización: Side. (Caudal 100% LPCI)

III.1.8. CASO 8. 25% CAUDAL EN LPCI

Las funciones de Green en las localizaciones críticas se obtuvieron al simular una variación térmica negativa de 480 °F (de 550 a 70 °F) en el LPCI. En este evento se reproduce dicha variación de temperatura cuando existen condiciones de caudal bajo en el LPCI y alto caudal en los dos segmentos de RRCC (IN y OUT).

III.1.8.1. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: CORNER

En la Figura III.91 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Corner* ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.92 se muestran las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59]. En este caso no se aprecia ninguna “intersección” entre las tensiones principales, y por tanto el resultado es idéntico que si se fija la dirección de las tensiones principales, ya que ésta no varía.

En la Figura III.93 se representa la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.92, donde se puede apreciar como la mayor variación de tensiones corresponde a (S1-S3). En la Figura III.94 se muestra la Función de Green obtenida para esta situación analizada.

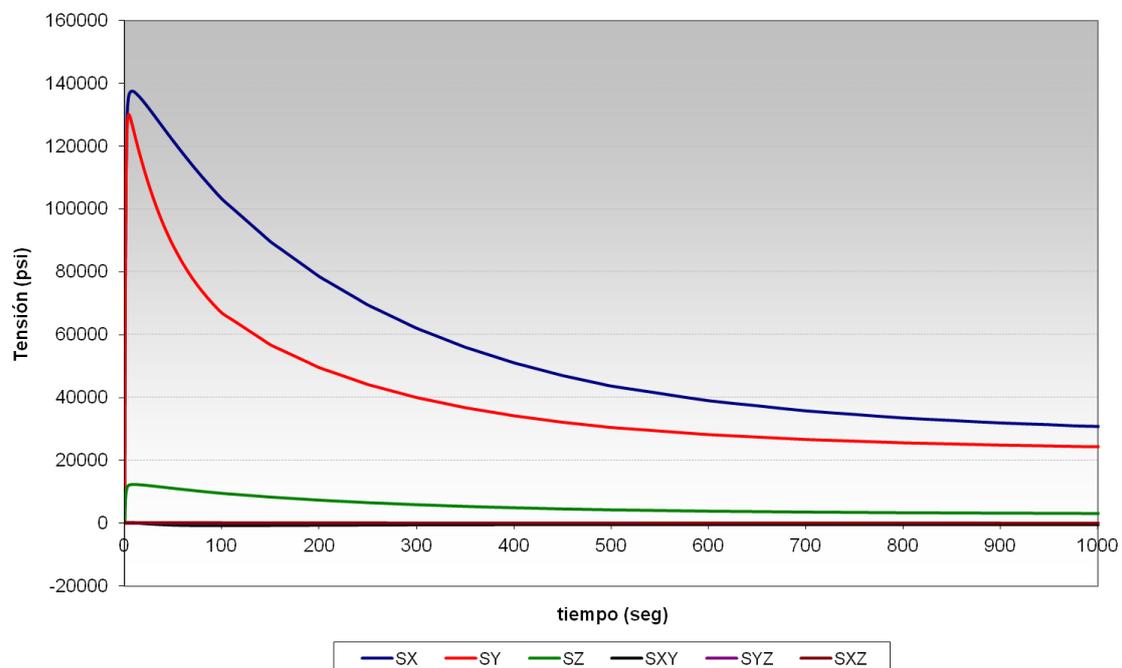


Figura III.91. Componentes de tensión trasladadas al origen ($\Delta T = -480$ °F). Localización: Corner. (Caudal 25% LPCI)

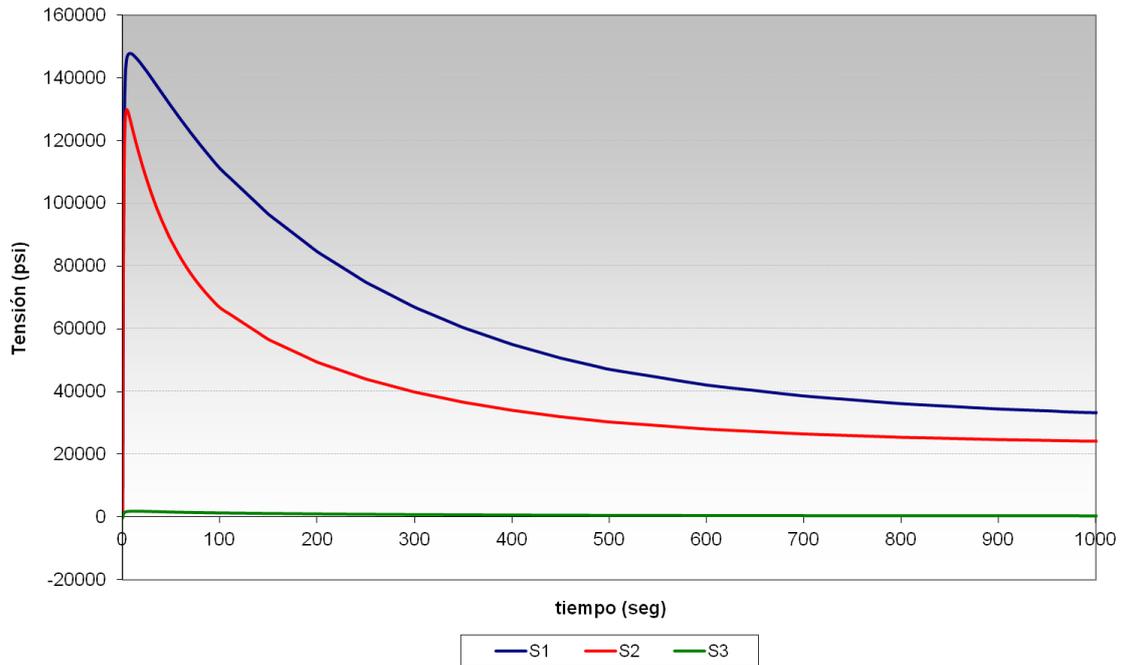


Figura III.92. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -480$ °F).
Localización: Corner. (Caudal 25% LPCI)

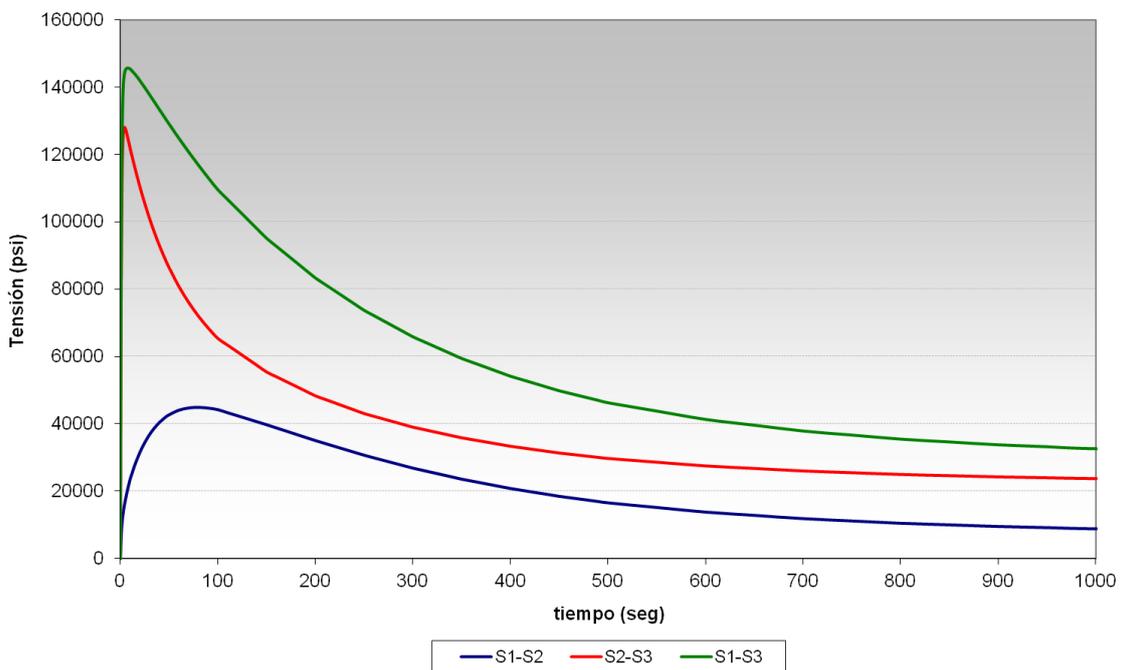


Figura III.93. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales.
Localización: Corner. (Caudal 25% LPCI)

En la Figura III.95 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura 5.4), se comprueba que el acoplamiento es positivo, ya que la Función de Green obtenida sin

precarga es creciente (acoplamiento negativo) y con precarga también es creciente (se cambia el signo del acoplamiento).

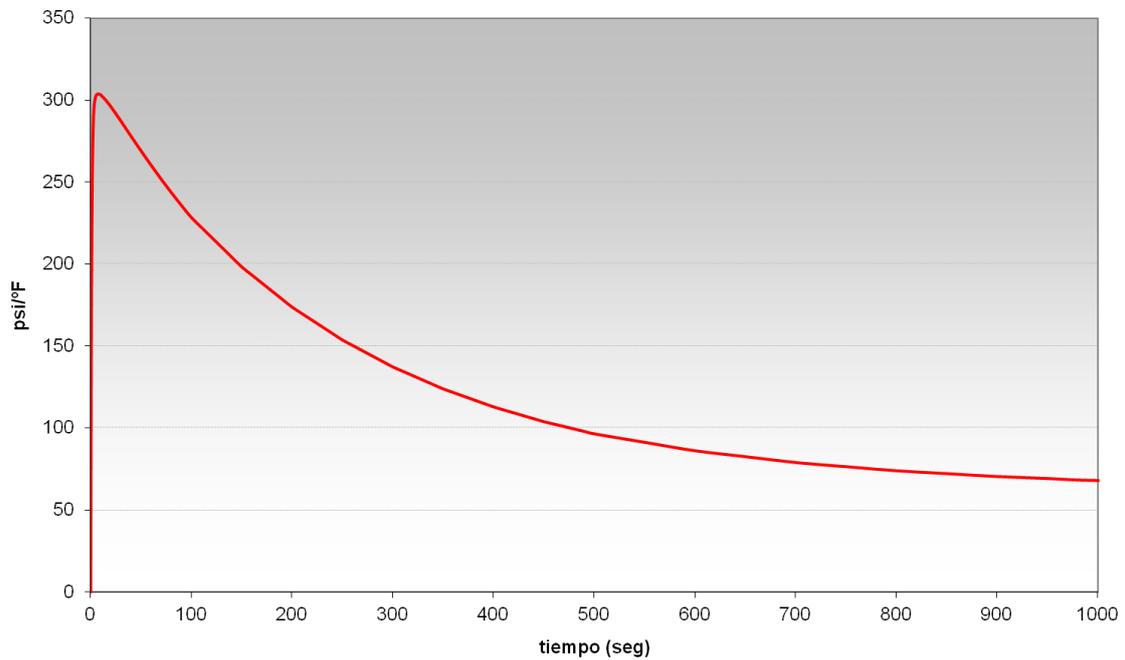


Figura III.94. *Función de Green. Localización: Corner. (Caudal 25% LPCI)*

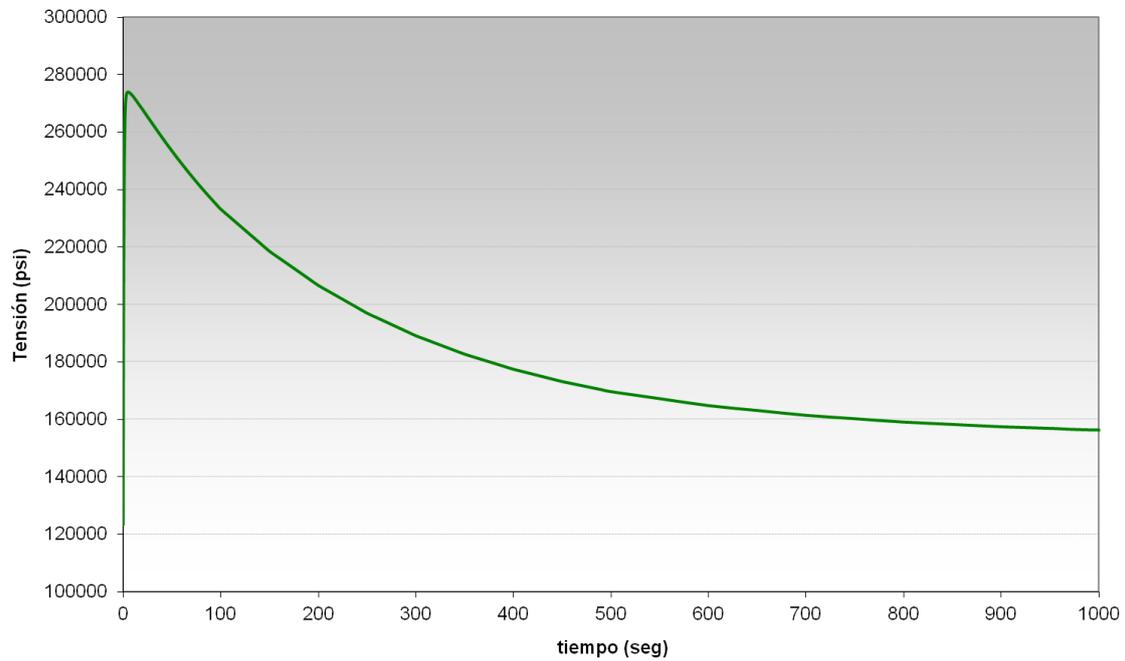


Figura III.95. *Tensiones térmicas ($\Delta T = -480$ °F) previa precarga de presión. Localización: Corner. (Caudal 25% LPCI)*

III.1.8.2. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: SIDE

En la Figura III.96 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Side* ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.97 se exponen las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59], apreciándose una “intersección” entre la tensión principal S_1 y S_2 aproximadamente a los 300 seg., y un cambio de dirección posterior en las funciones.

En la Figura III.98 se representan las tensiones principales generadas en esta localización cuando se fija la dirección de las tensiones principales, esto es, permitiendo el cruce de las tensiones principales S_1 y S_2 .

En la Figura III.99 y Figura III.100 se muestran la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.97 y Figura III.98 respectivamente. En el primer caso la mayor variación de tensiones corresponde a (S_1-S_3), mientras que en el segundo caso la mayor variación se debe a (S_1-S_2).

En la Figura III.101 se comparan las Funciones de Green obtenidas, apreciándose en este caso una importante diferencia, que posteriormente se verá reflejada en el daño a fatiga.

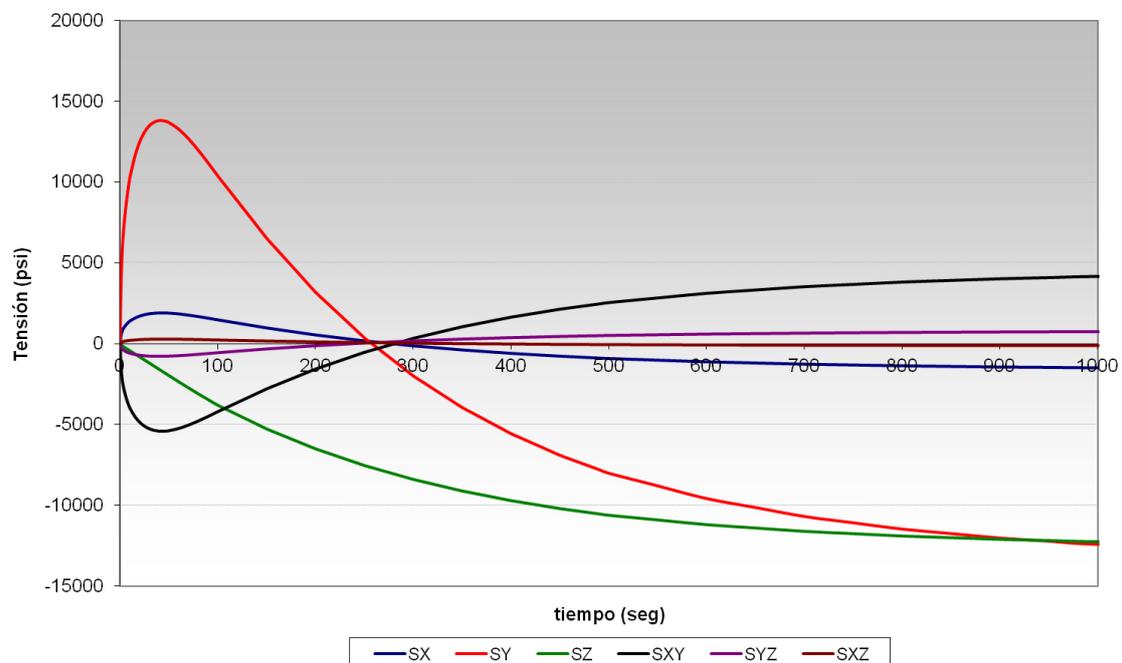


Figura III.96. Componentes de tensión trasladadas al origen ($\Delta T = -480$ °F). Localización: Side. (Caudal 25% LPCI)

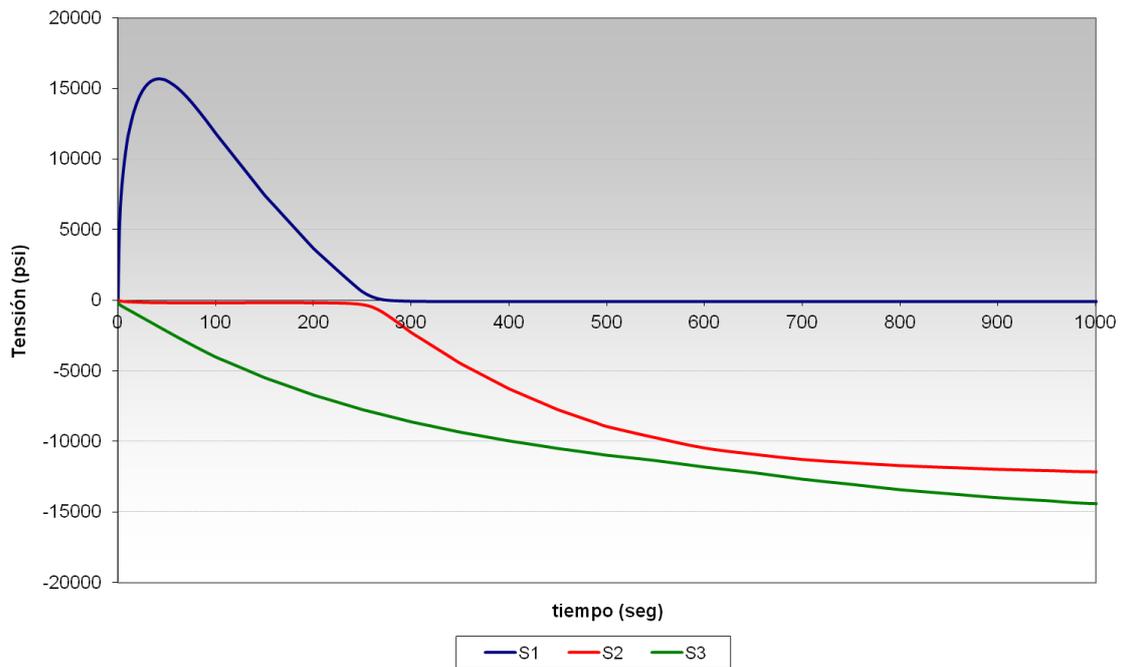


Figura III.97. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -480$ °F). Localización: Side. (Caudal 25% LPCI)

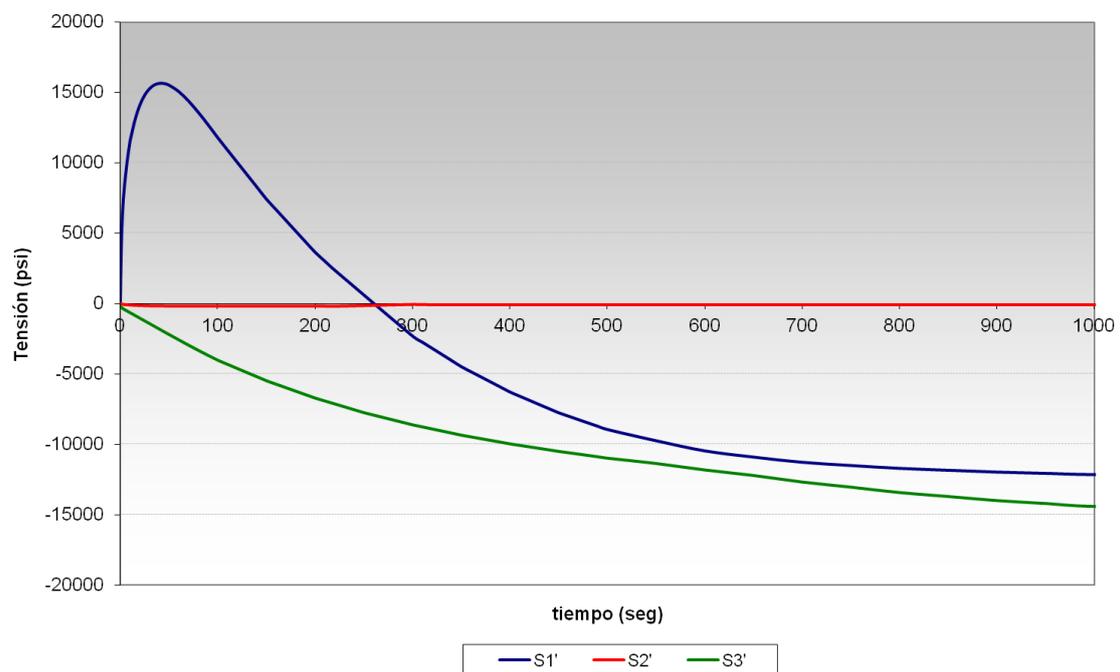


Figura III.98. Tensiones principales fijando las direcciones principales ($\Delta T = -480$ °F). Localización: Side. (Caudal 25% LPCI)

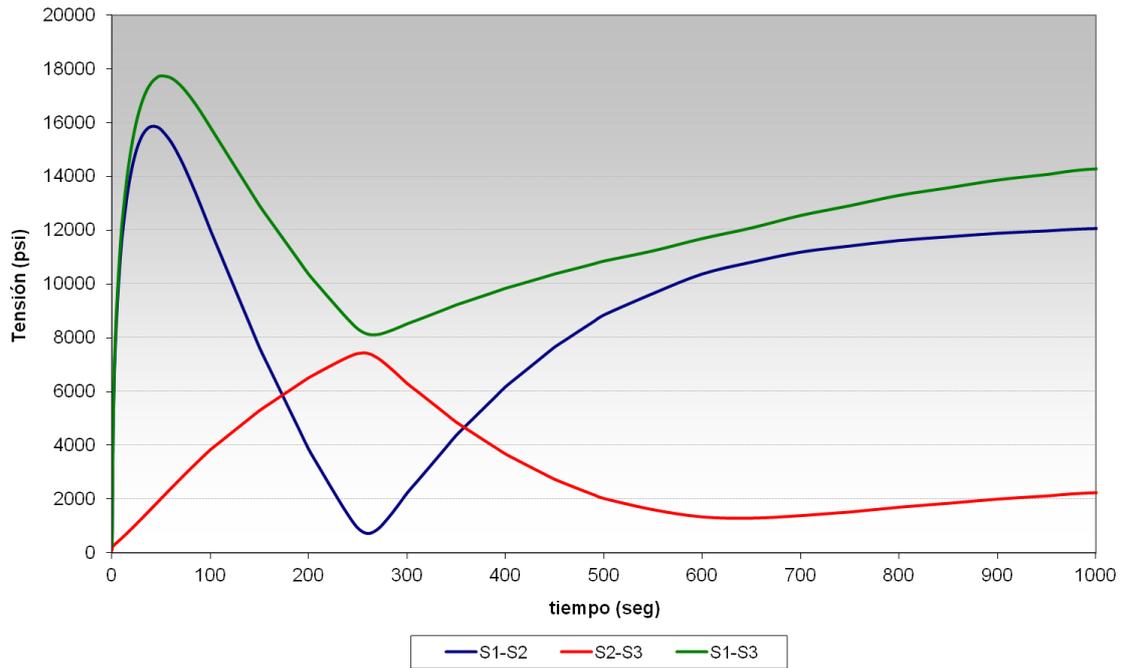


Figura III.99. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -480$ °F). Localización: Side. (Caudal 25% LPCI)

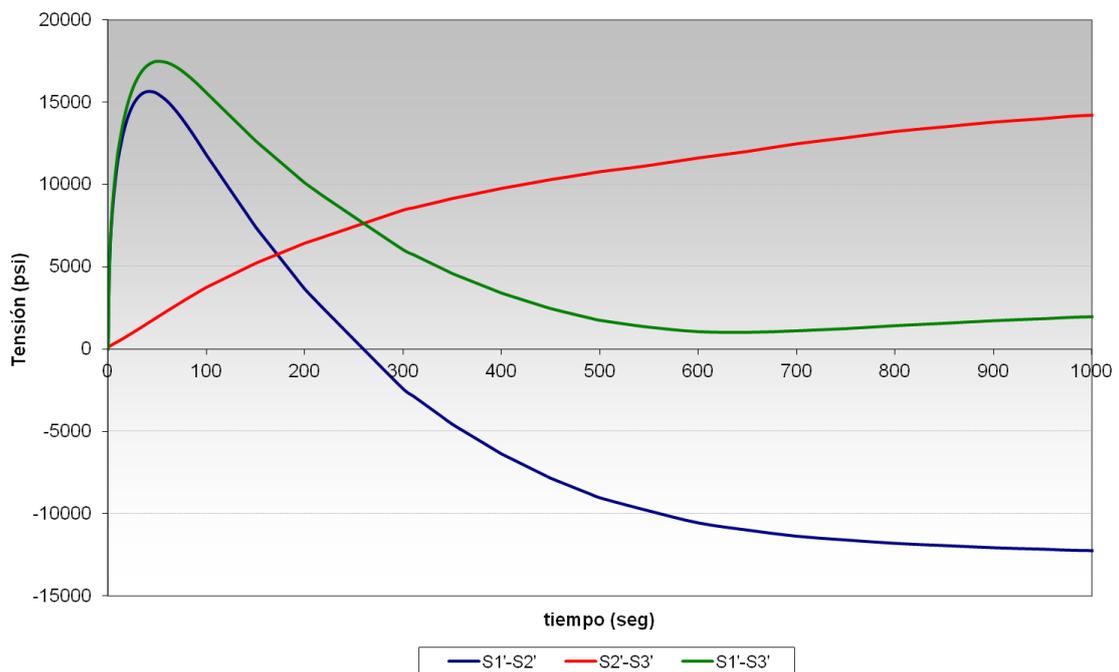


Figura III.100. Diferencia de tensiones principales fijando las direcciones principales ($\Delta T = -480$ °F). Localización: Side. (Caudal 25% LPCI)

En la Figura III.102 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura 5.4), se verifica que el acoplamiento en este caso positivo, ya que la Función de Green obtenida

sin precarga es creciente (acoplamiento negativo) y con precarga también es creciente (se cambia el signo del acoplamiento).

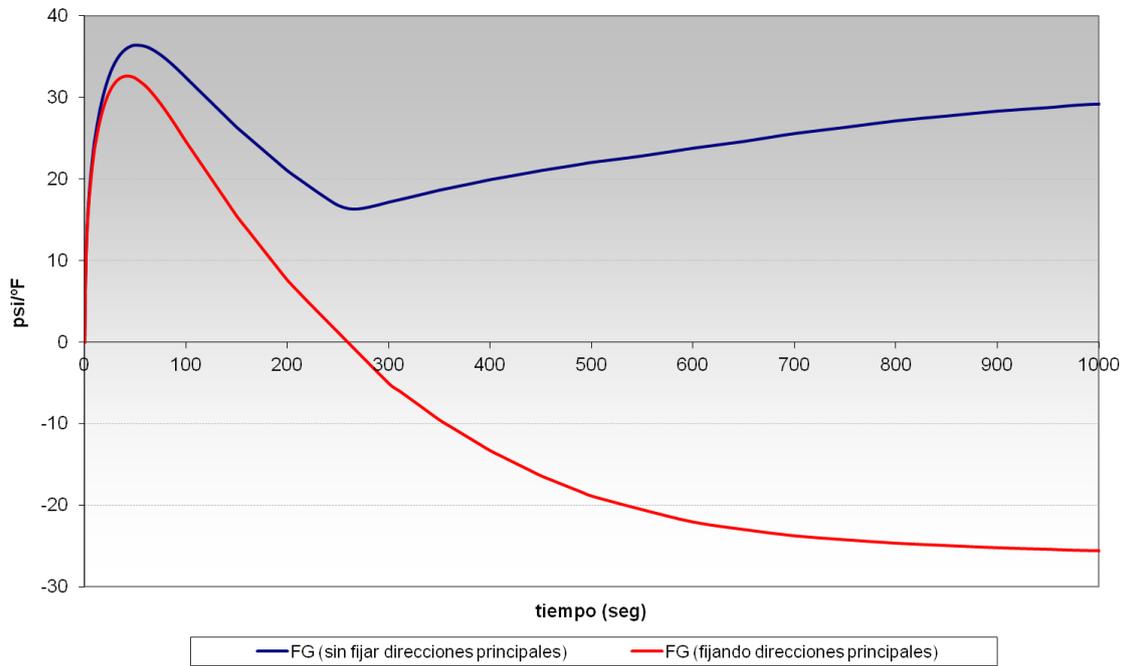


Figura III.101. Funciones de Green. ($\Delta T = -480$ °F). Localización: Side. (Caudal 25% LPCI)

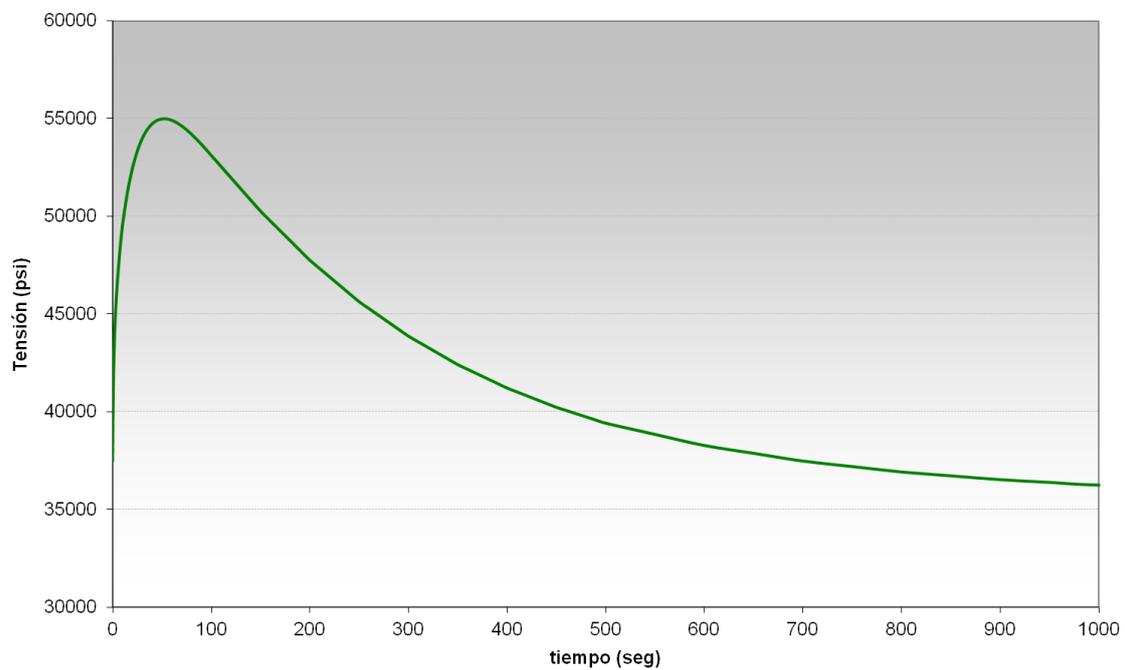


Figura III.102. Tensiones térmicas ($\Delta T = -480$ °F) previa precarga de presión.
Localización: Side. (Caudal 25% LPCI)

III.1.9. CASO 9. 0% CAUDAL EN LPCI

Las funciones de Green en las localizaciones críticas se obtuvieron al simular una variación térmica negativa de 480 °F (de 550 a 70 °F) en el LPCI. En este evento se reproduce dicha variación de temperatura cuando existen condiciones de caudal nulo en el LPCI y alto caudal en los dos segmentos de RRCC (IN y OUT).

III.1.9.1. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: CORNER

En la Figura III.103 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Corner* ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.104 se muestran las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59]. En este caso no se aprecia ninguna “intersección” entre las tensiones principales, y por tanto el resultado es idéntico que si se fija la dirección de las tensiones principales, ya que ésta no varía.

En la Figura III.105 se representa la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.104, donde se puede apreciar como la mayor variación de tensiones corresponde a (S_1 - S_3). En la Figura III.106 se muestra la Función de Green obtenida para esta situación analizada.

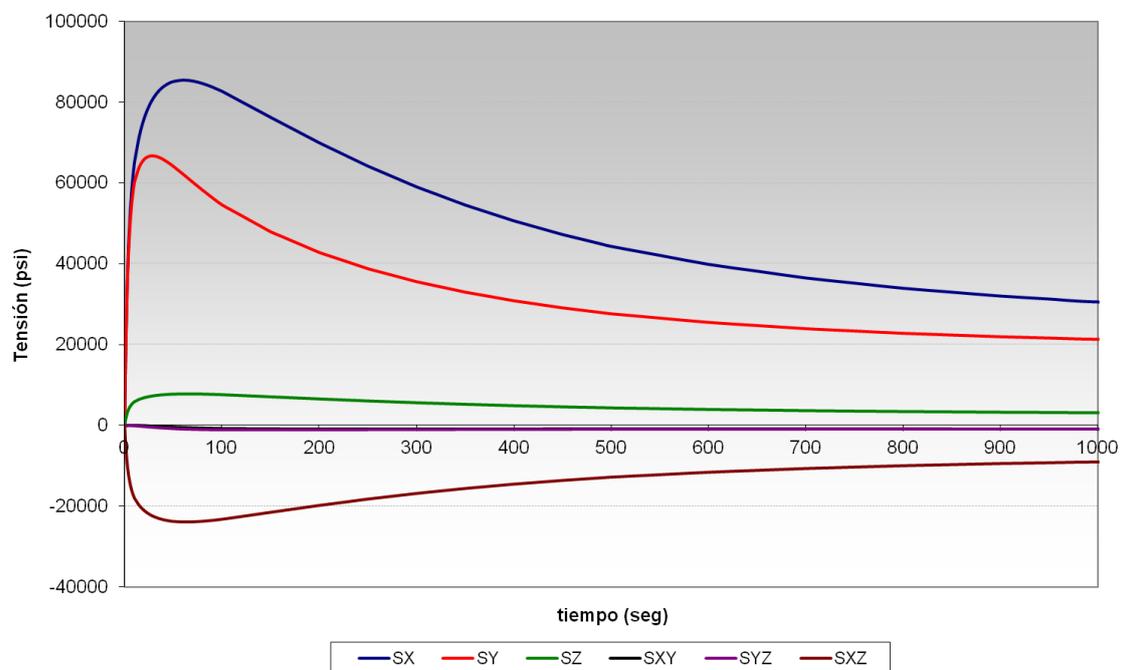


Figura III.103. Componentes de tensión trasladadas al origen ($\Delta T = -480$ °F). Localización: Corner. (Caudal 0% LPCI)

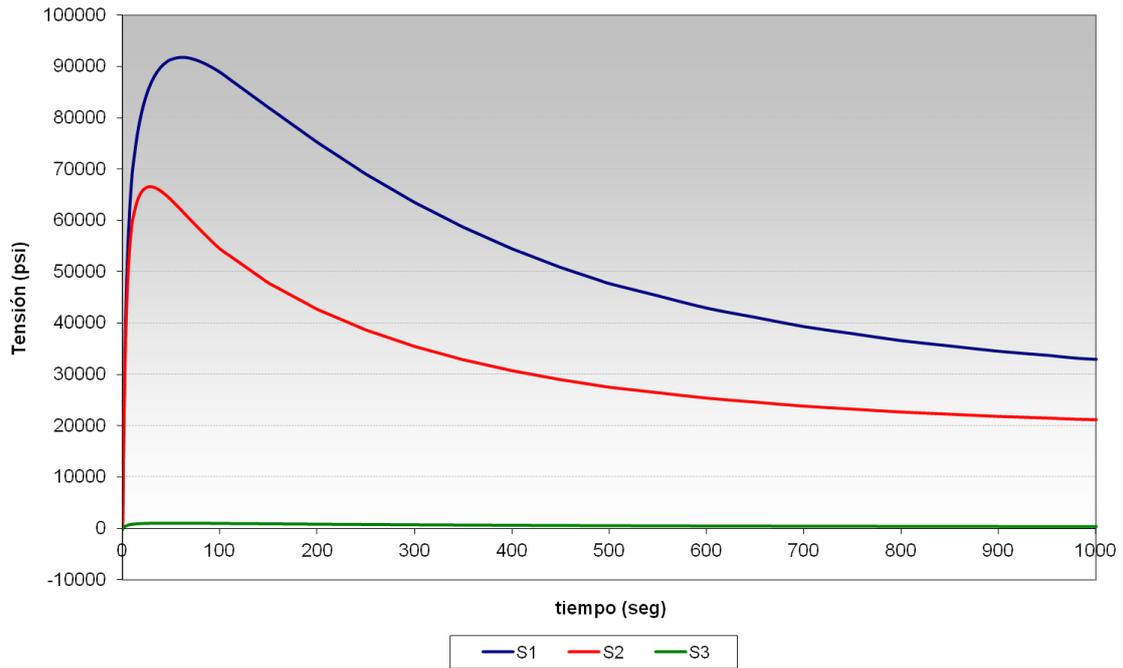


Figura III.104. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -480$ °F).
Localización: Corner. (Caudal 0% LPCI)

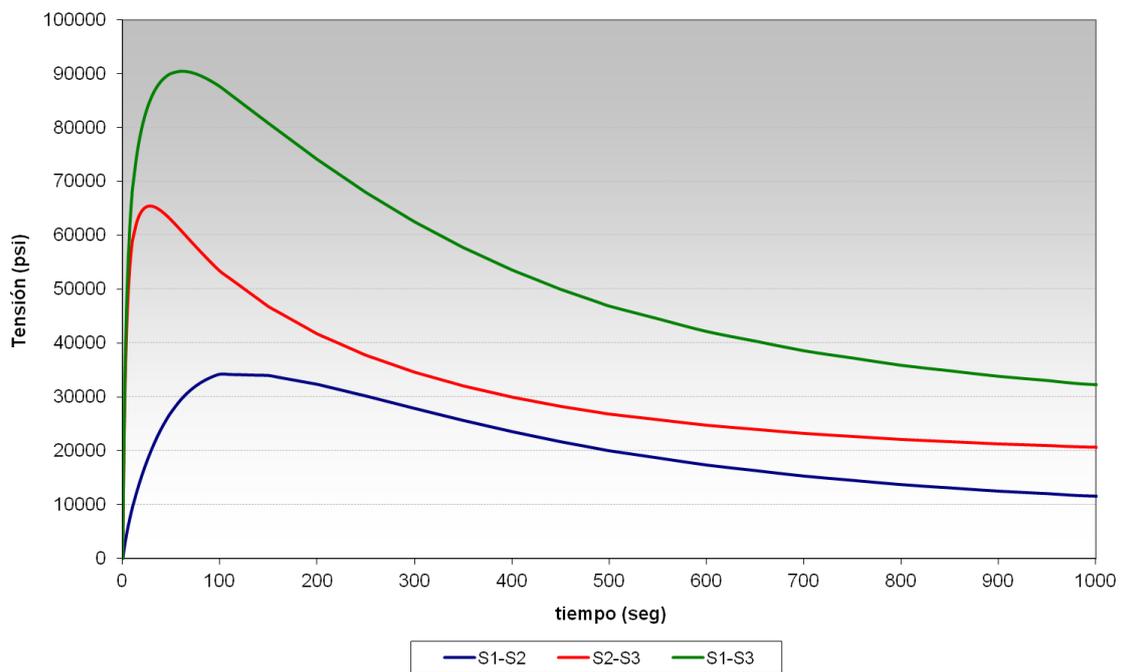


Figura III.105. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales.
Localización: Corner. (Caudal 0% LPCI)

En la Figura III.107 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura 5.4), se comprueba que el acoplamiento es positivo, ya que la Función de Green obtenida sin

precarga es creciente (acoplamiento negativo) y con precarga también es creciente (se cambia el signo del acoplamiento).

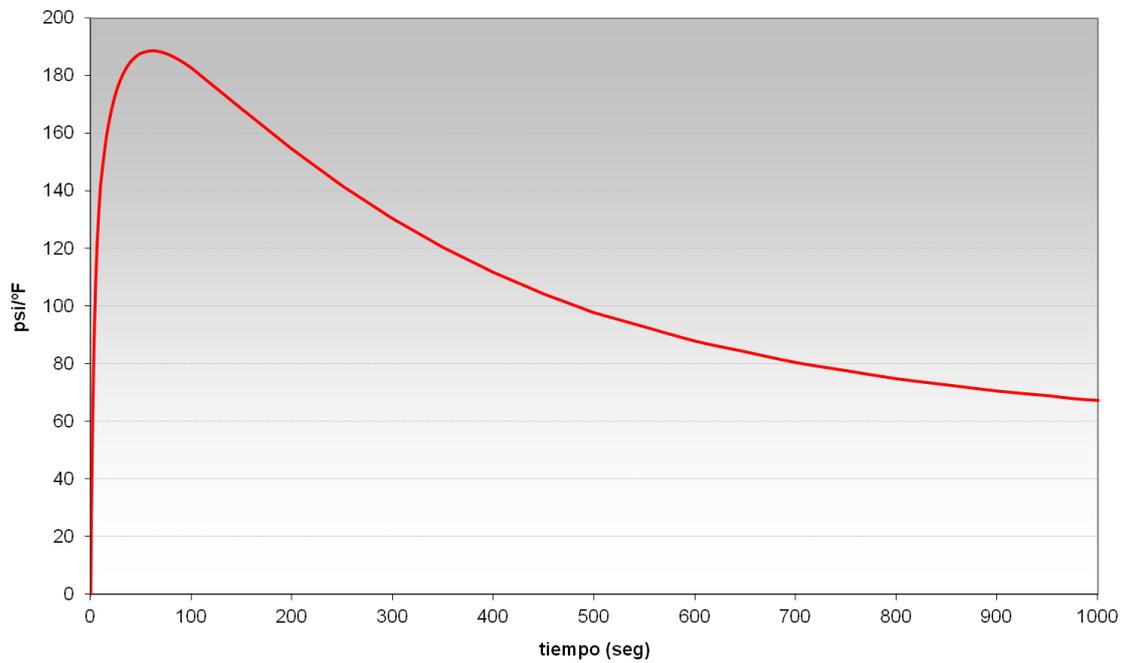


Figura III.106. *Función de Green. Localización: Corner. (Caudal 0% LPCI)*

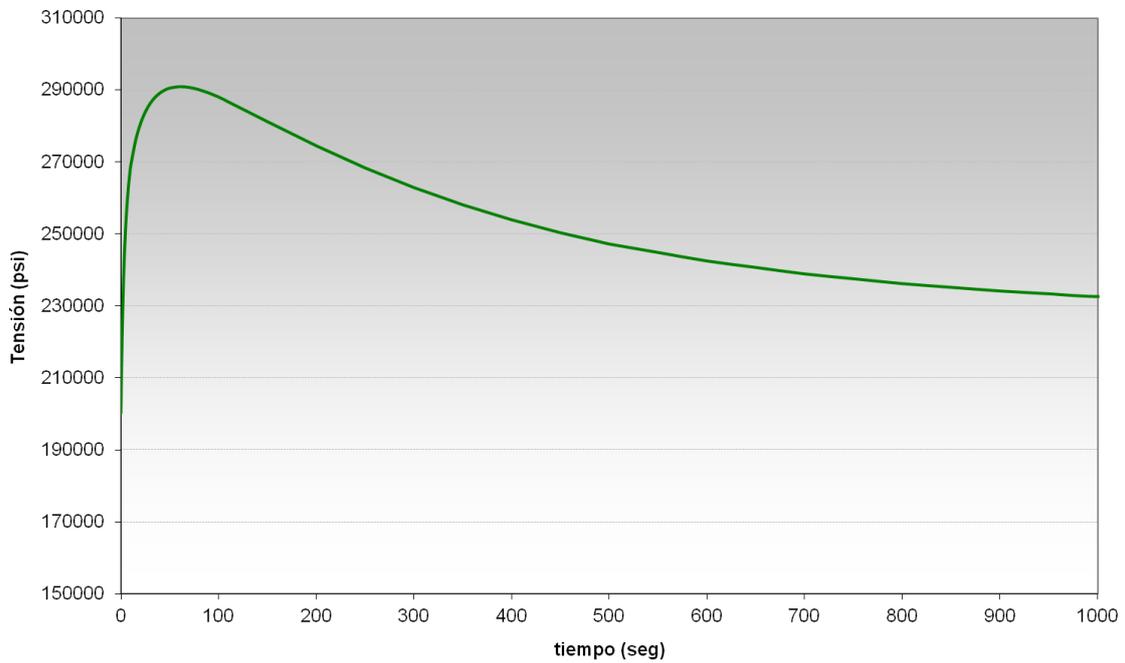


Figura III.107. *Tensiones térmicas ($\Delta T = -480$ °F) previa precarga de presión. Localización: Corner. (Caudal 0% LPCI)*

III.1.9.2. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: SIDE

En la Figura III.108 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Side* ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.109 se exponen las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59], apreciándose una “intersección” entre la tensión principal S_1 y S_2 aproximadamente a los 300 seg., y un cambio de dirección posterior en las funciones.

En la Figura III.110 se representan las tensiones principales generadas en esta localización cuando se fija la dirección de las tensiones principales, esto es, permitiendo el cruce de las tensiones principales S_1 y S_2 .

En la Figura III.111 y Figura III.112 se muestran la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.109 y Figura III.110 respectivamente. En el primer caso la mayor variación de tensiones corresponde a (S_1-S_3), mientras que en el segundo caso la mayor variación se debe a (S_1-S_2).

En la Figura III.113 se comparan las Funciones de Green obtenidas, apreciándose en este caso una importante diferencia, que posteriormente se verá reflejada en el daño a fatiga.

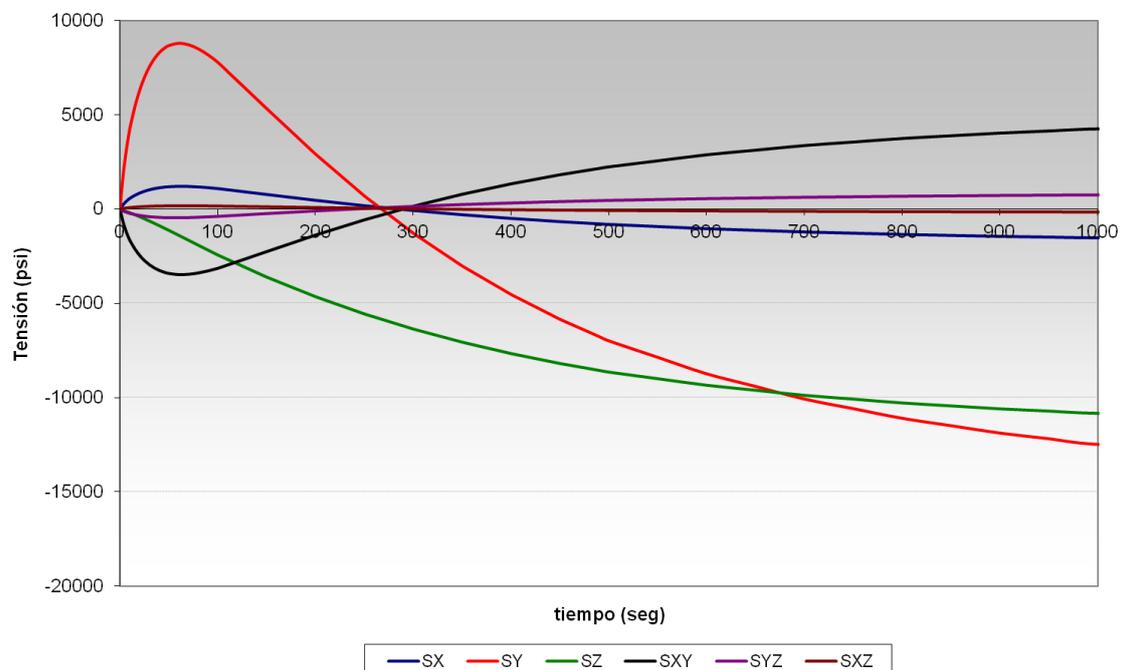


Figura III.108. Componentes de tensión trasladadas al origen ($\Delta T = -480$ °F). Localización: Side. (Caudal 0% LPCI)

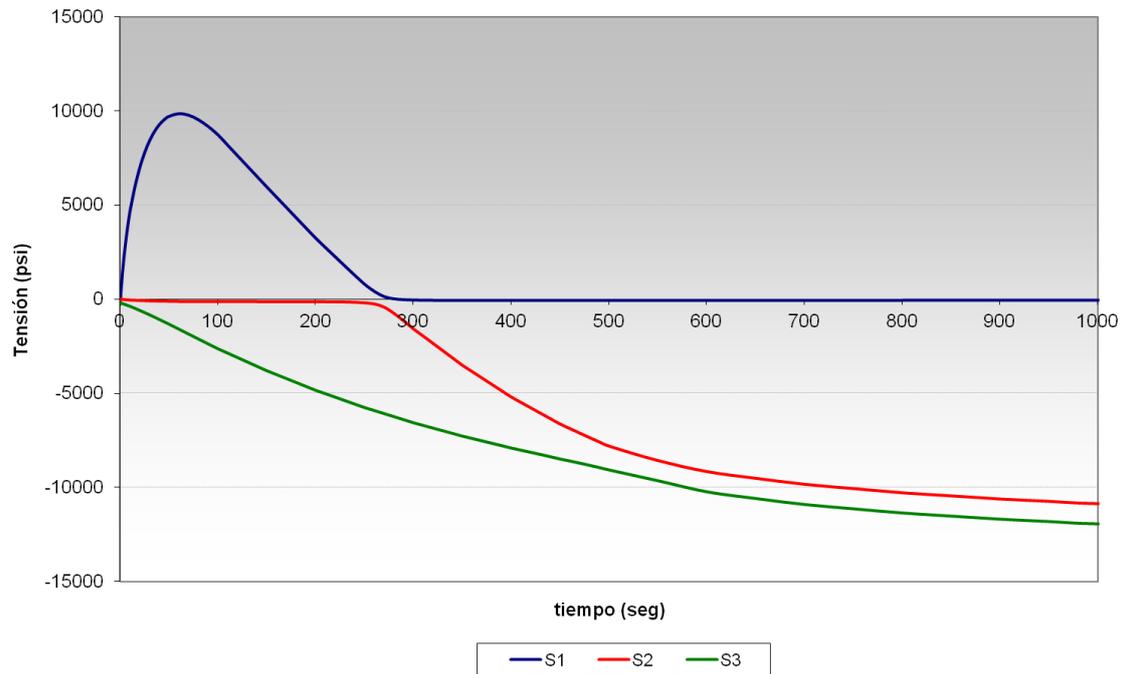


Figura III.109. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -480$ °F). Localización: Side. (Caudal 0% LPCI)

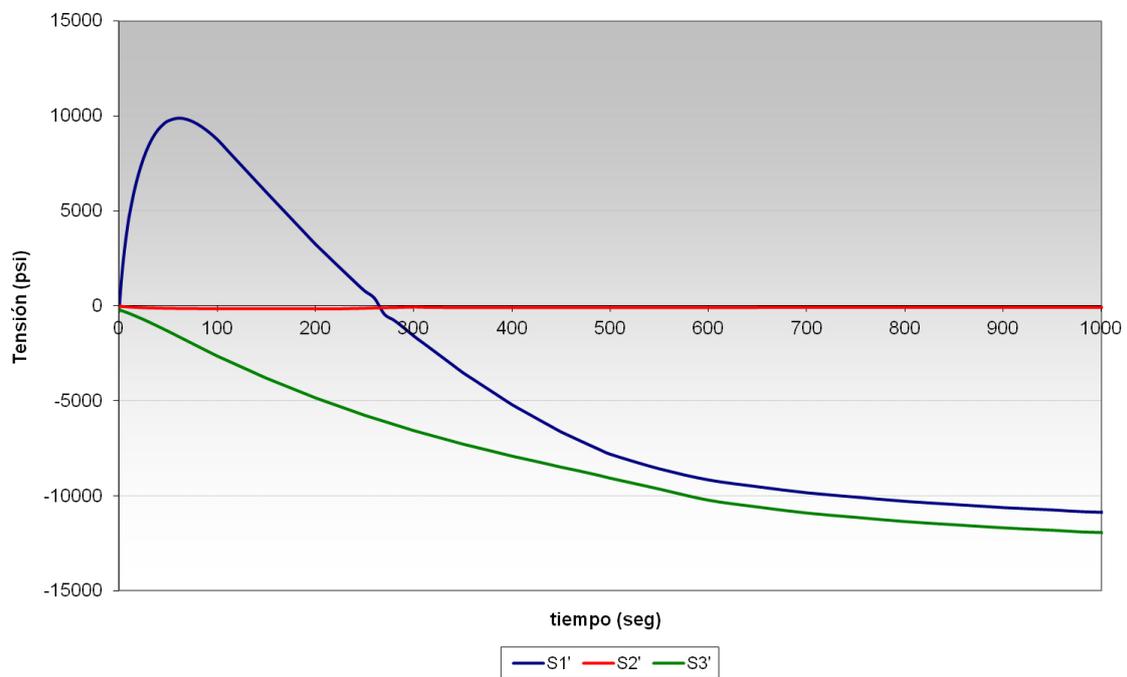


Figura III.110. Tensiones principales fijando las direcciones principales ($\Delta T = -480$ °F). Localización: Side. (Caudal 0% LPCI)

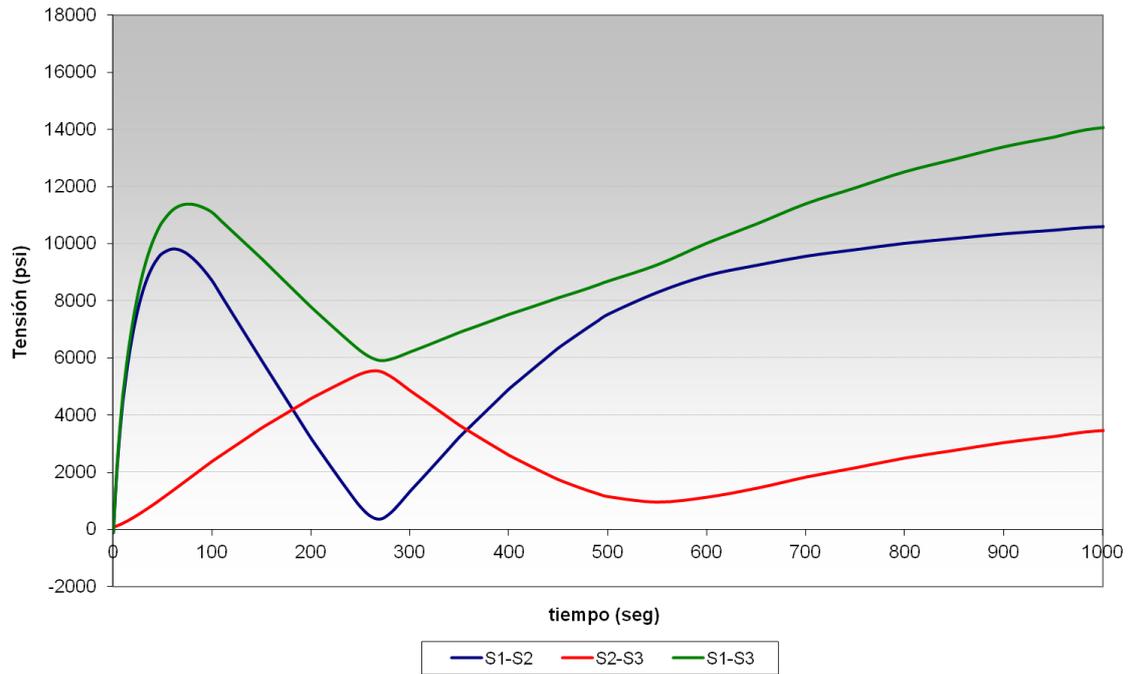


Figura III.111. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -480$ °F). Localización: Side. (Caudal 0% LPCI)

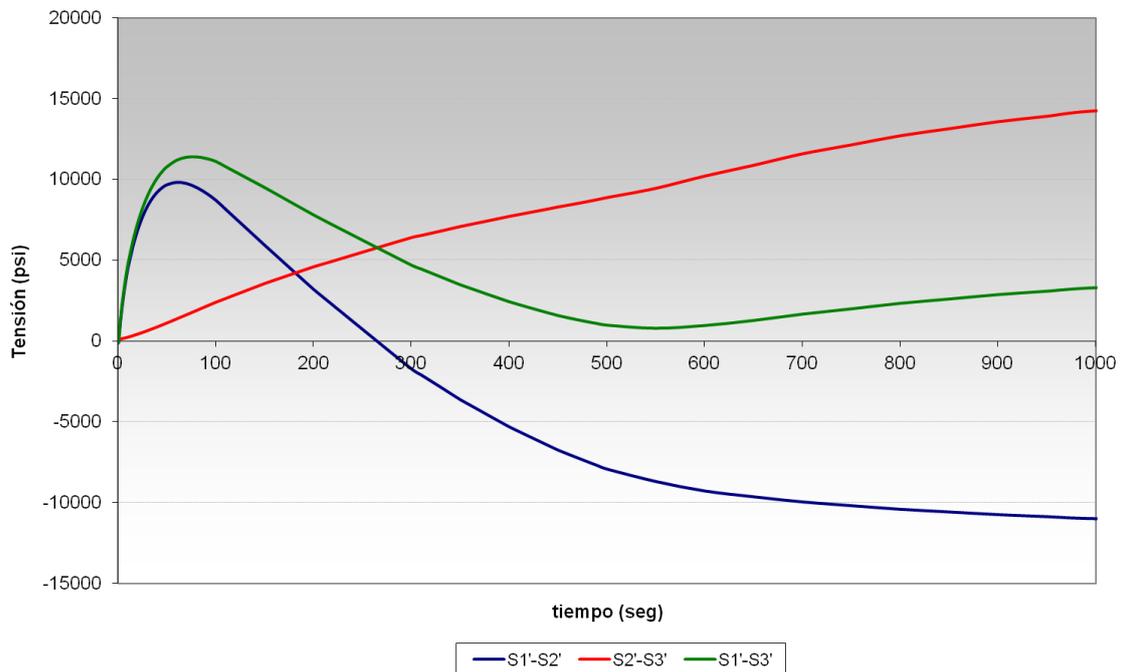


Figura III.112. Diferencia de tensiones principales fijando las direcciones principales ($\Delta T = -480$ °F). Localización: Side. (Caudal 0% LPCI)

En la Figura III.114 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura 5.4), se verifica que el acoplamiento en este caso positivo, ya que la Función de Green obtenida

sin precarga es creciente (acoplamiento negativo) y con precarga también es creciente (se cambia el signo del acoplamiento).

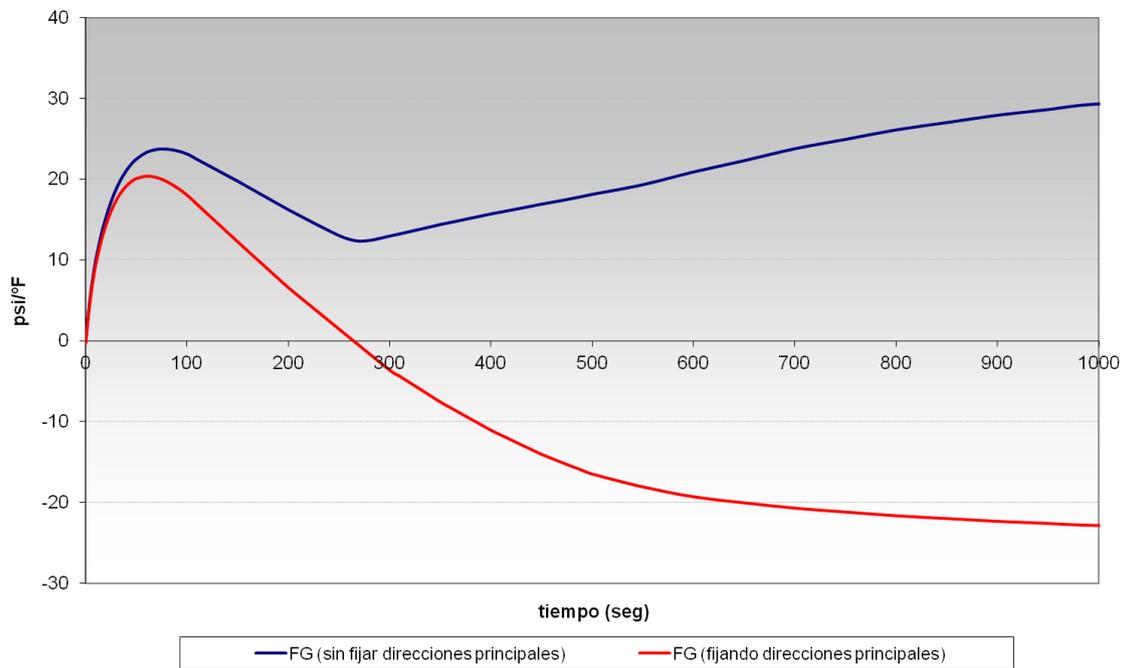


Figura III.113. Funciones de Green. ($\Delta T = -480$ °F). Localización: Side. (Caudal 0% LPCI)

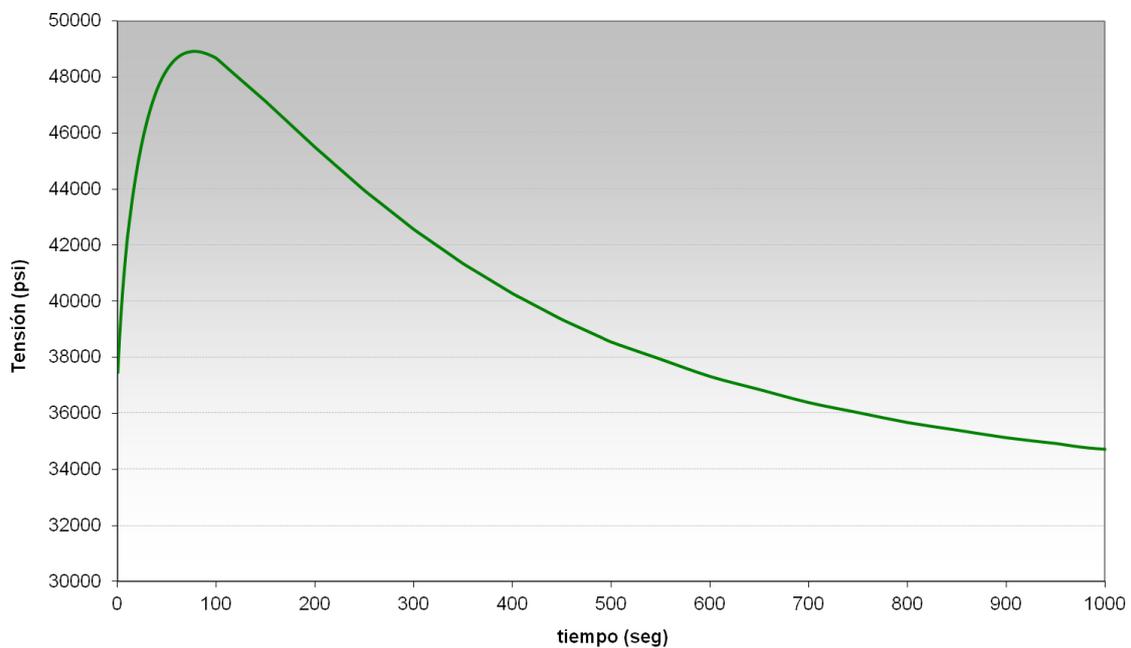


Figura III.114. Tensiones térmicas ($\Delta T = -480$ °F) previa precarga de presión.

III.2. TOBERA DE AGUA DE ALIMENTACION

III.2.1. CASO 1. ALTO CAUDAL

Las funciones de Green en las localizaciones críticas se obtuvieron al simular una variación térmica negativa de 90 °F (de 361 a 271 °F) en el sistema de AA cuando existen condiciones de caudal alto (100%).

III.2.1.1. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: SAFE END

En la Figura III.103 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Safe end* ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.104 se muestran las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59]. En este caso no se aprecia ninguna “intersección” entre las tensiones principales, y por tanto el resultado es idéntico que si se fija la dirección de las tensiones principales, ya que ésta no varía.

En la Figura III.105 se representa la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.104, donde se puede apreciar como la mayor variación de tensiones corresponde a (S_1 - S_3). En la Figura III.106 se muestra la Función de Green obtenida para esta situación analizada.

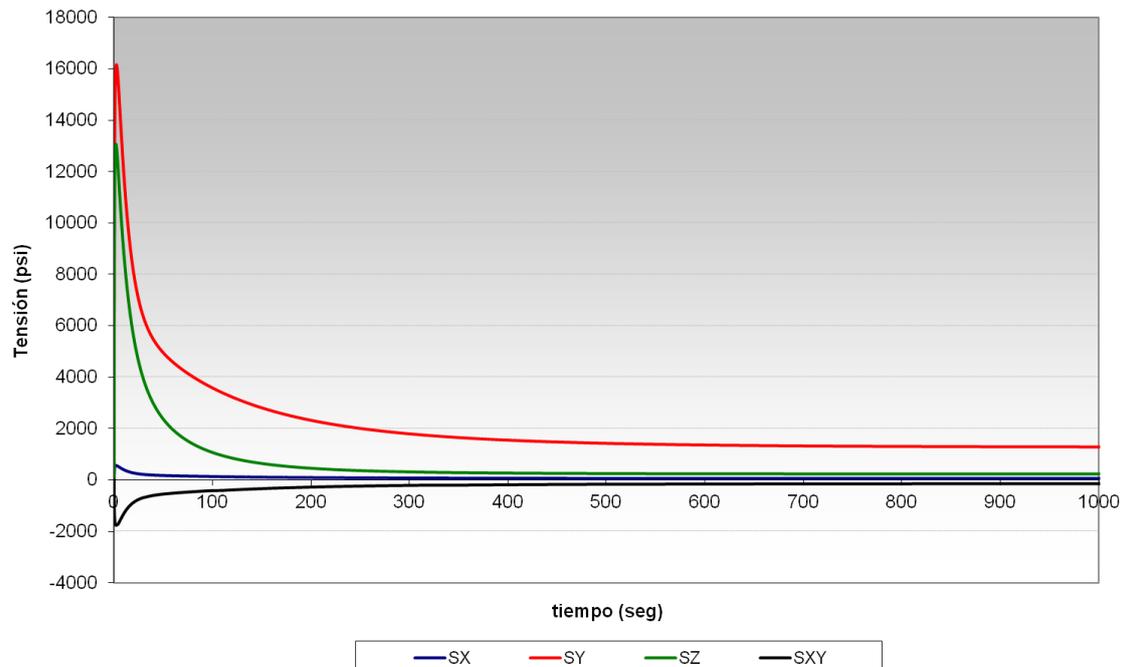


Figura III.103. Componentes de tensión trasladadas al origen ($\Delta T = -90$ °F). Localización: *Safe end*. (Caudal 100% en AA)

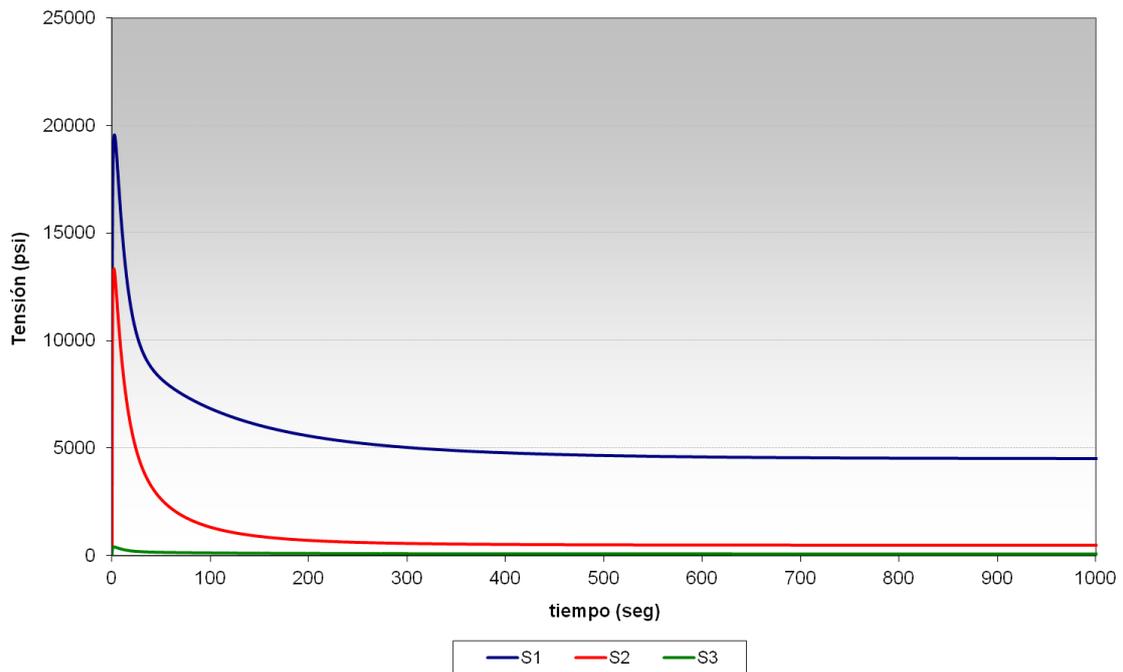


Figura III.104. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -90$ °F).
Localización: Safe end. (Caudal 100% en AA)

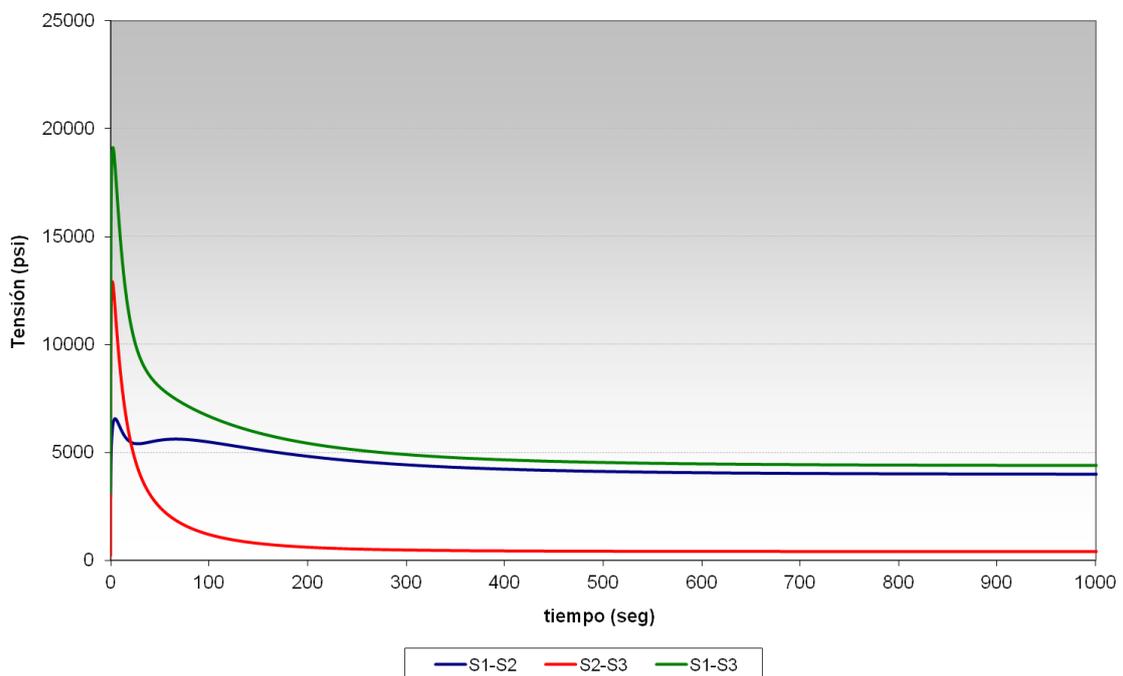


Figura III.105. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales.
Localización: Safe end. (Caudal 100% en AA)

En la Figura III.107 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura

5.4), se comprueba que el acoplamiento es positivo, ya que la Función de Green obtenida sin precarga es creciente (acoplamiento negativo) y con precarga también es creciente (se cambia el signo del acoplamiento).

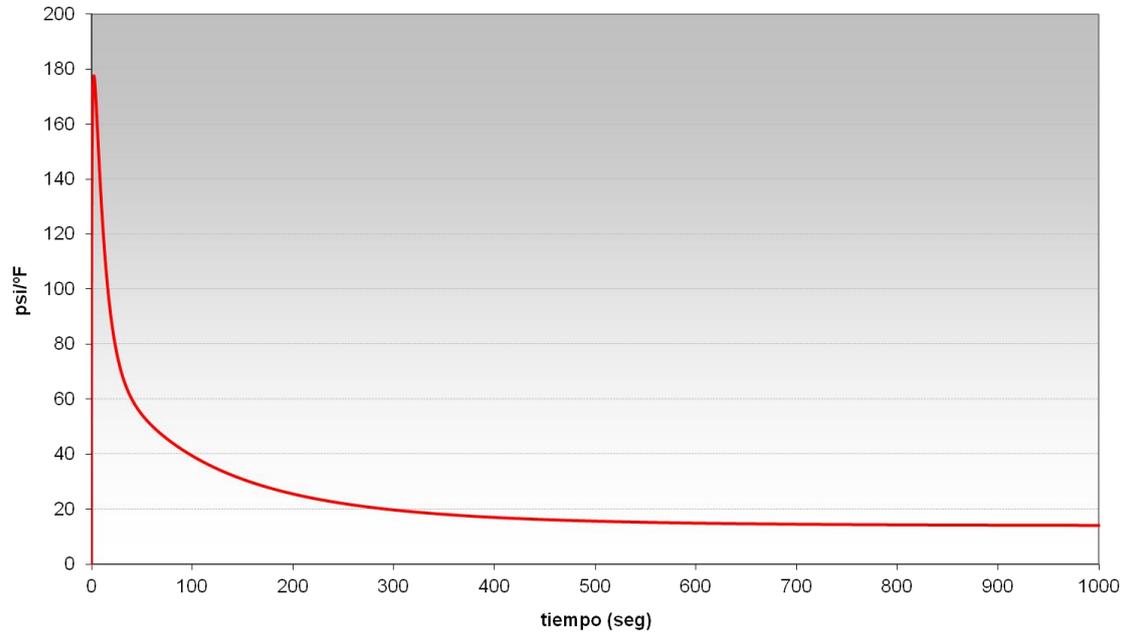


Figura III.106. *Función de Green. Localización: Safe end. (Caudal 100% en AA)*

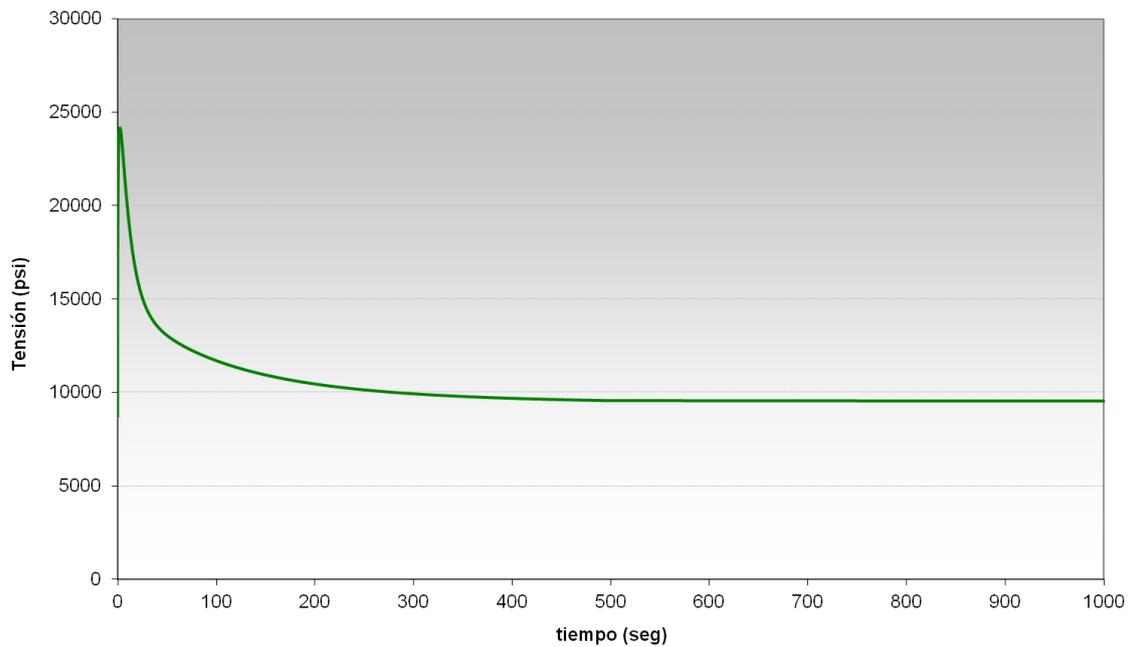


Figura III.107. *Tensiones térmicas ($\Delta T = -90$ °F) previa precarga de presión. Localización: Safe end. (Caudal 100% en AA)*

III.2.1.2. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: BLEND RADIUS (MATERIAL BASE)

En la Figura III.108 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Blend radius* (material base) ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.109 se muestran las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59]. En este caso no se aprecia ninguna “intersección” entre las tensiones principales, las cuales se encuentran claramente separadas, y por tanto el resultado es idéntico que si se fija la dirección de las tensiones principales, ya que ésta no varía.

En la Figura III.110 se representa la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.109, donde se puede apreciar como la mayor variación de tensiones corresponde a (S_1 - S_3). En la Figura III.111 se muestra la Función de Green obtenida para esta situación analizada.

En la Figura III.112 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura 5.4), se comprueba que el acoplamiento es positivo, ya que la Función de Green obtenida sin precarga es creciente (acoplamiento negativo) y con precarga también es creciente (se cambia el signo del acoplamiento).

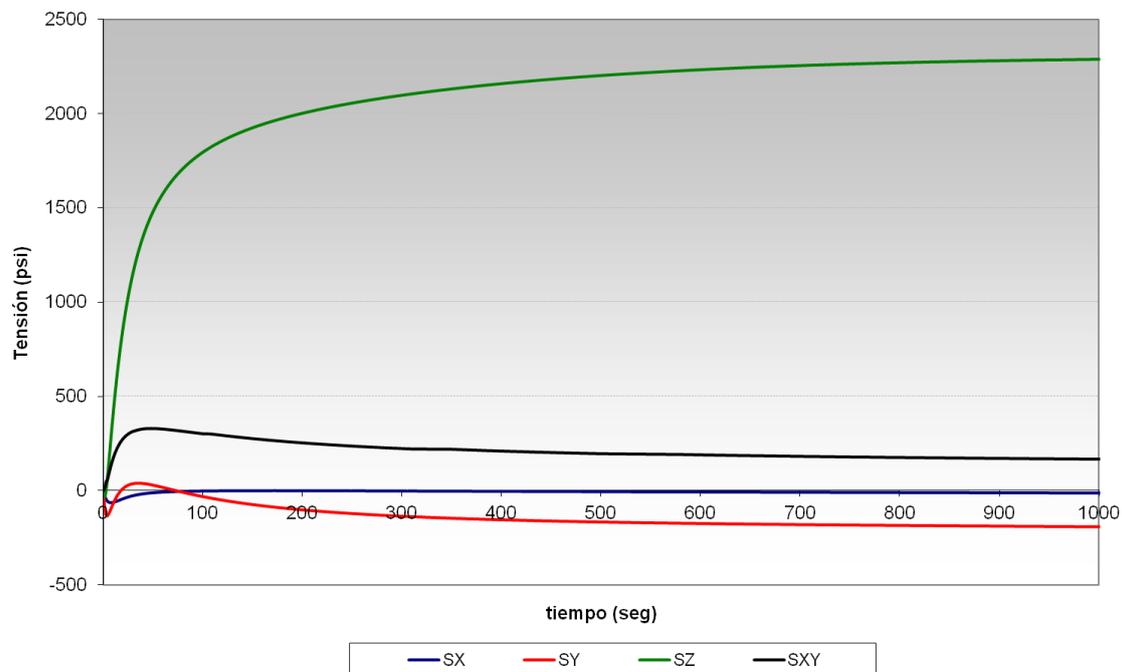


Figura III.108. Componentes de tensión trasladadas al origen ($\Delta T = -90$ °F). Localización: *Blend Radius* (Material base). (Caudal 100% en AA)

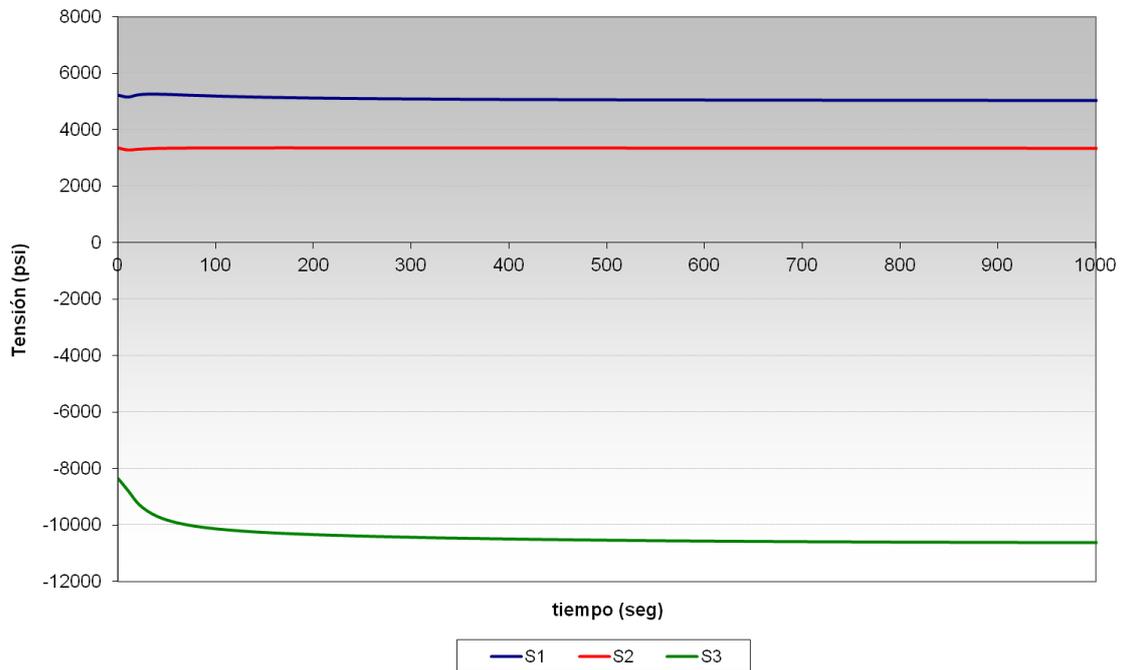


Figura III.109. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -90$ °F).
Localización: Blend Radius (Material base). (Caudal 100% en AA)

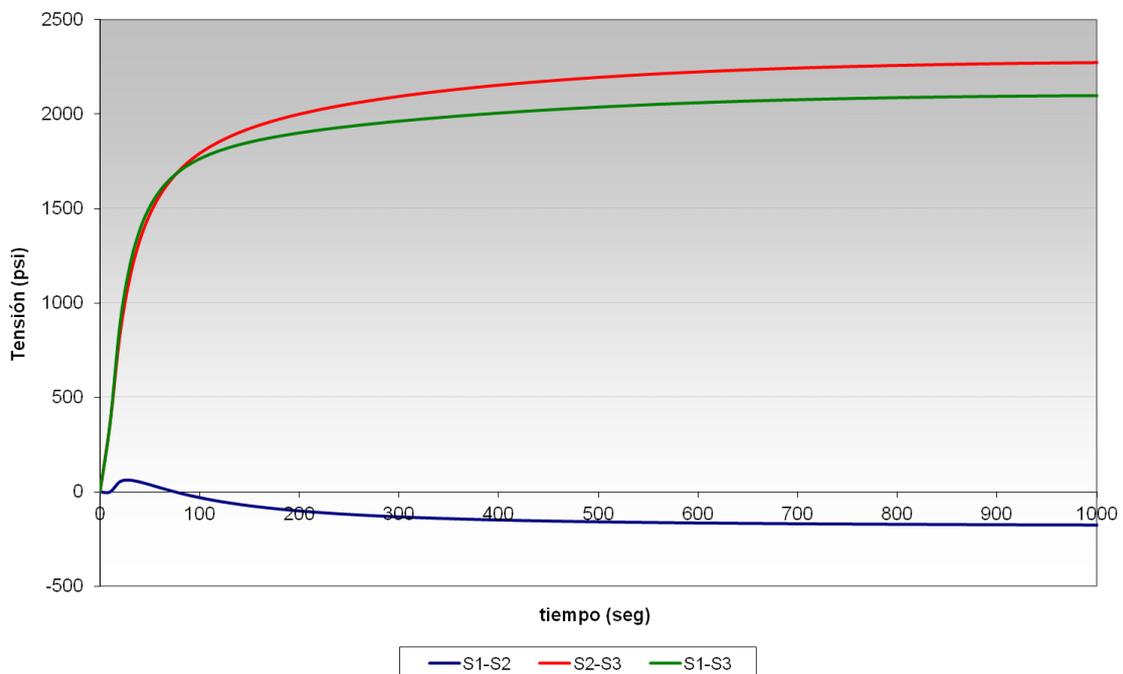


Figura III.110. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales.
Localización: Blend Radius (Material base). (Caudal 100% en AA)

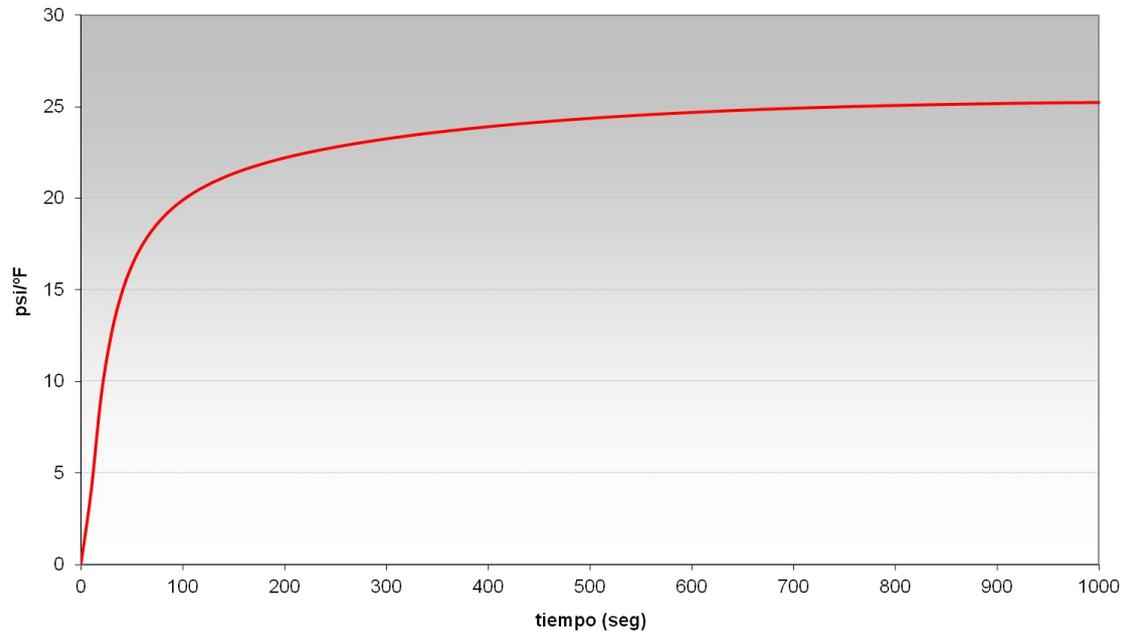


Figura III.111. *Función de Green. Localización: Blend Radius (Material base)
(Caudal 100% en AA)*

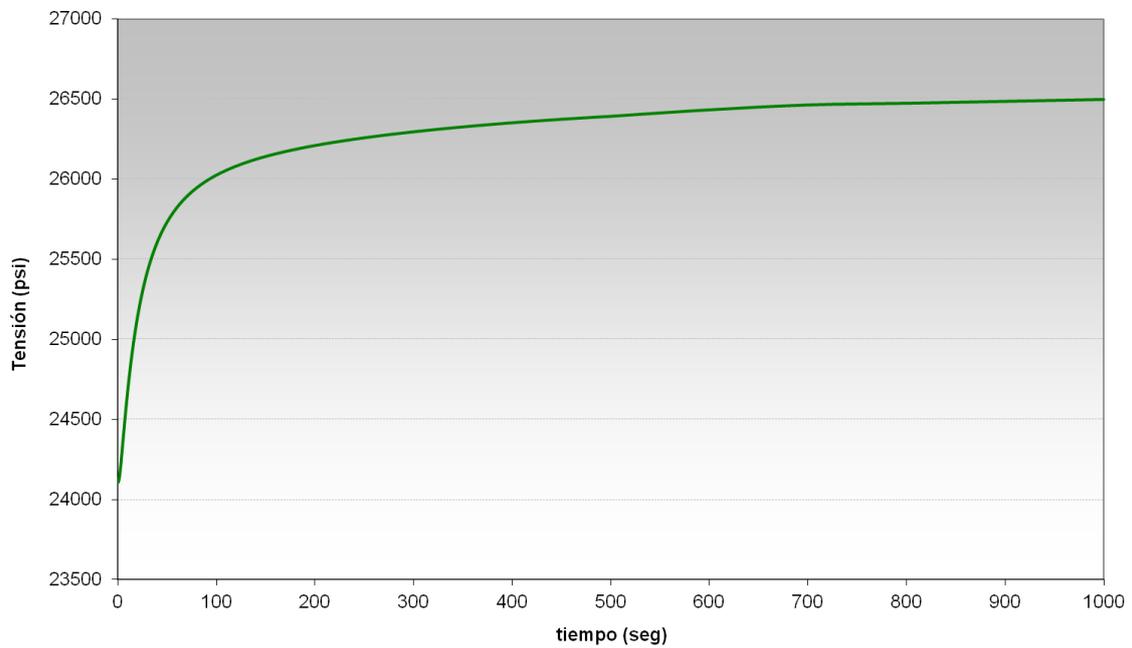


Figura III.112. *Tensiones térmicas ($\Delta T = -90$ °F) previa precarga de presión.
Localización: Blend Radius (Material base) (Caudal 100% en AA)*

III.2.1.3 LOCALIZACIÓN CRÍTICA: BLEND RADIUS (CLADDING)

En la Figura III.113 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Blend radius (cladding)* ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.114 se muestran las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59]. En este caso no se aprecia ninguna “intersección” entre las tensiones principales, las cuales se encuentran claramente separadas, y por tanto el resultado es idéntico que si se fija la dirección de las tensiones principales, ya que ésta no varía.

En la Figura III.115 se representa la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.114, donde se puede apreciar como la mayor variación de tensiones corresponde a (S_1 - S_3). En la Figura III.116 se muestra la Función de Green obtenida para esta situación analizada.

En la Figura III.117 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura 5.4), se comprueba que el acoplamiento es positivo, ya que la Función de Green obtenida sin precarga es decreciente (acoplamiento positivo) y con precarga también es decreciente (se mantiene el signo del acoplamiento).

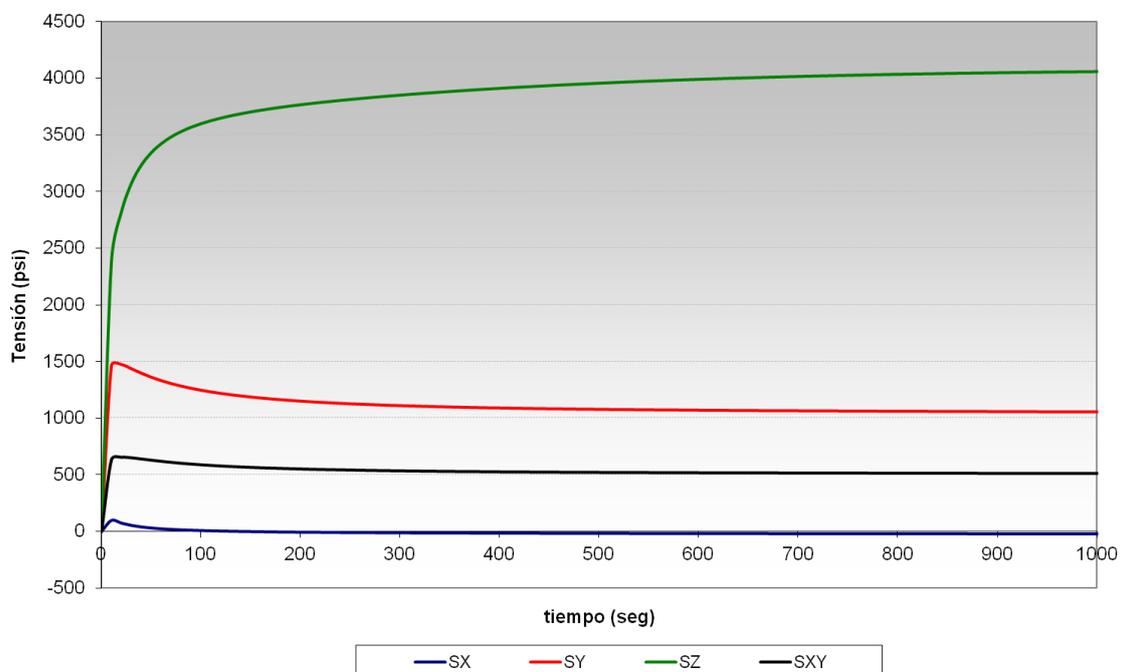


Figura III.113. Componentes de tensión trasladadas al origen ($\Delta T = -90$ °F). Localización: *Blend Radius (cladding)*. (Caudal 100% en AA)

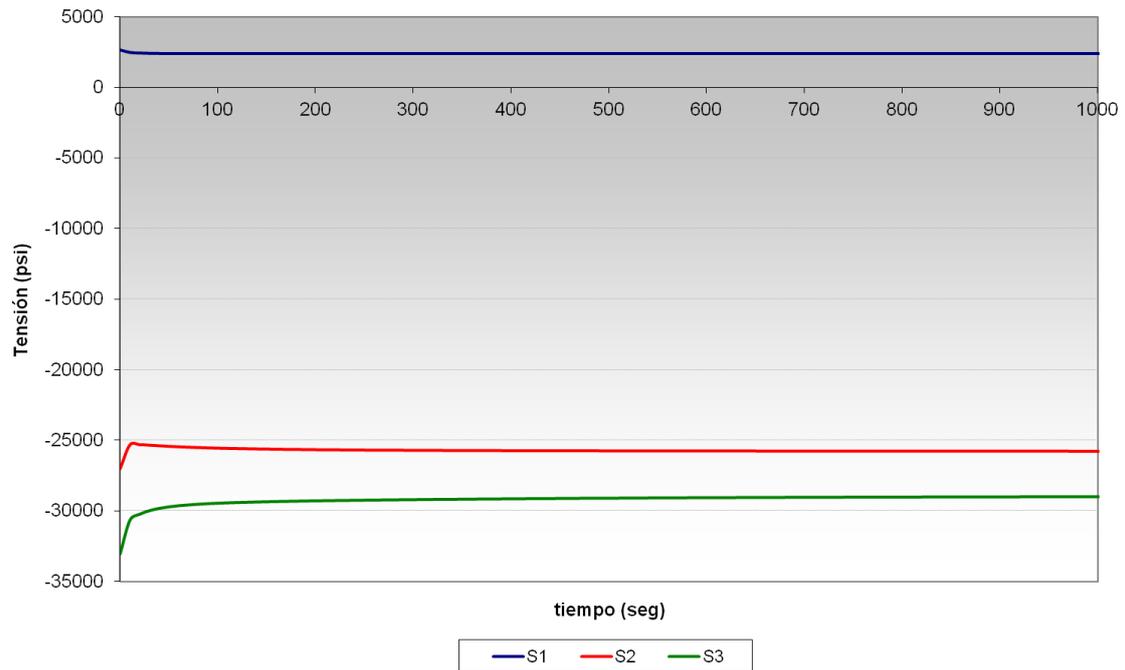


Figura III.114. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -90$ °F).
Localización: Blend Radius (cladding). (Caudal 100% en AA)

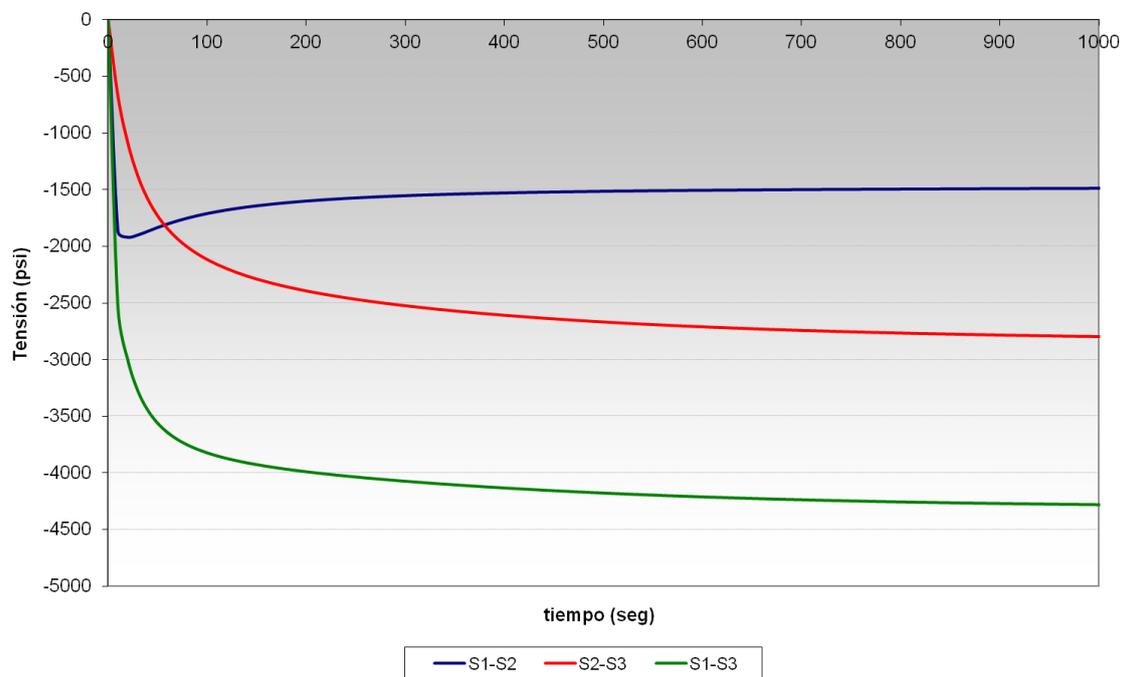


Figura III.115. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales.
Localización: Blend Radius (cladding). (Caudal 100% en AA)

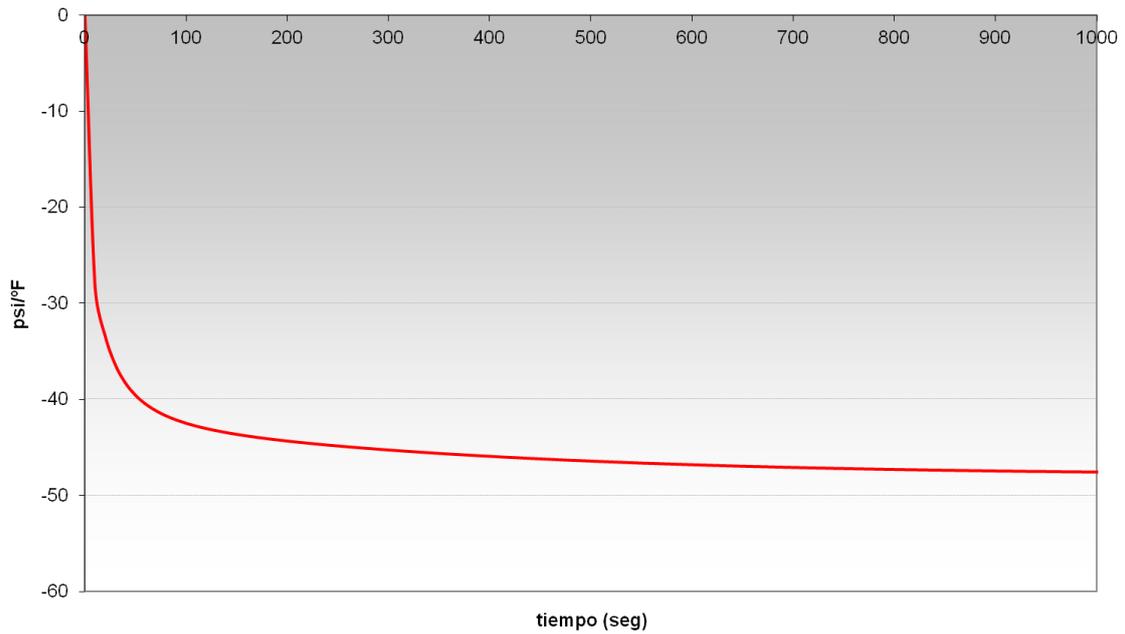


Figura III.116. *Función de Green. Localización: Blend Radius (cladding)
(Caudal 100% en AA)*

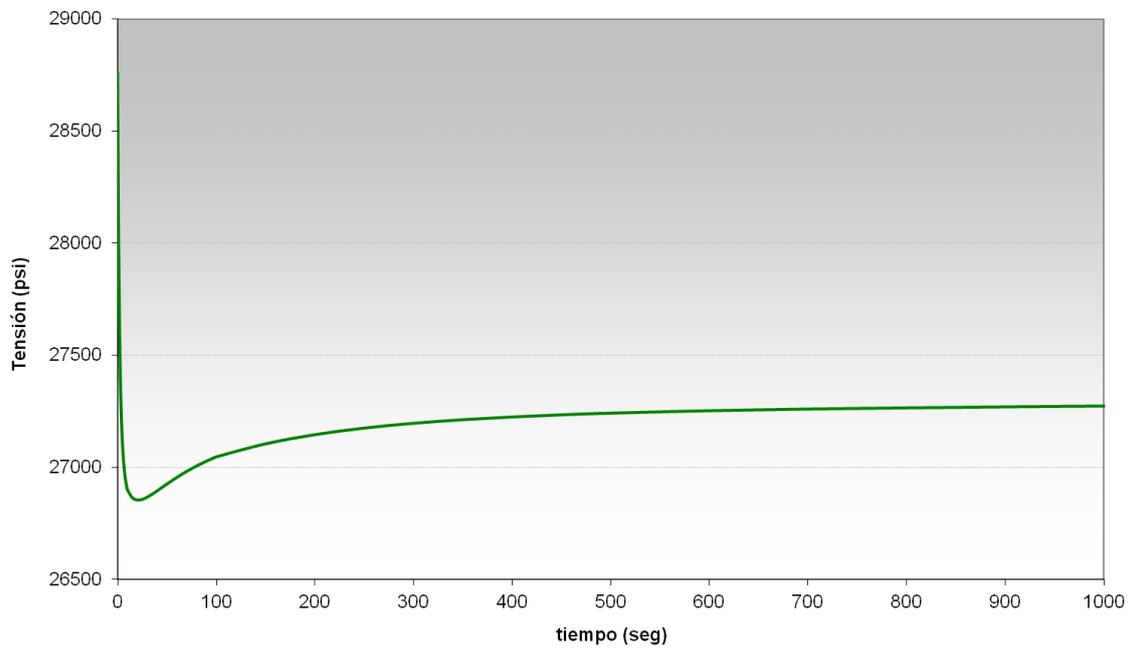


Figura III.117. *Tensiones térmicas ($\Delta T = -90$ °F) previa precarga de presión.
Localización: Blend Radius (cladding) (Caudal 100% en AA)*

III.2.2. CASO 2. BAJO CAUDAL

Las funciones de Green en las localizaciones críticas se obtuvieron al simular una variación térmica negativa de 90 °F (de 361 a 271 °F) en el sistema de AA cuando existen condiciones de caudal bajo (25%).

III.2.2.1. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: SAFE END

En la Figura III.118 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Safe end* ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.104 se muestran las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59]. Las diferencias con el caso de alto caudal son mínimas, y tampoco, en este caso no se aprecia ninguna “intersección” entre las tensiones principales, y por tanto el resultado es idéntico que si se fija la dirección de las tensiones principales, ya que ésta no varía.

En la Figura III.120 se representa la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.119, donde se puede apreciar como la mayor variación de tensiones corresponde a (S_1 - S_3). En la Figura III.121 se muestra la Función de Green obtenida para esta situación analizada.

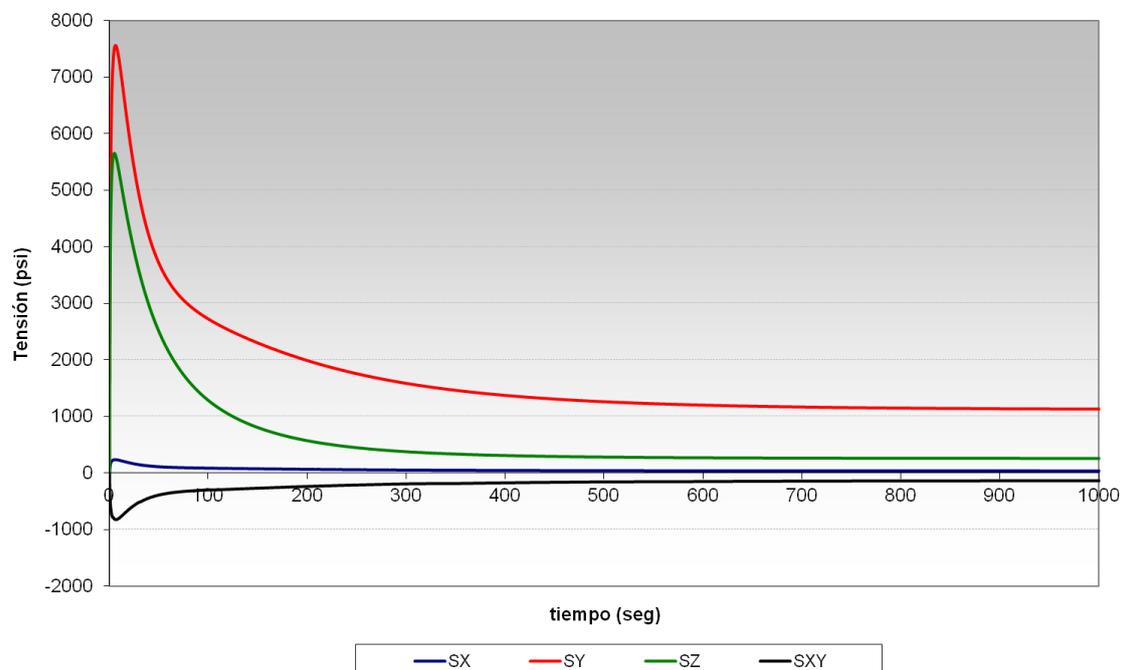


Figura III.118. Componentes de tensión trasladadas al origen ($\Delta T = -90$ °F). Localización: *Safe end*. (Caudal 25% en AA)

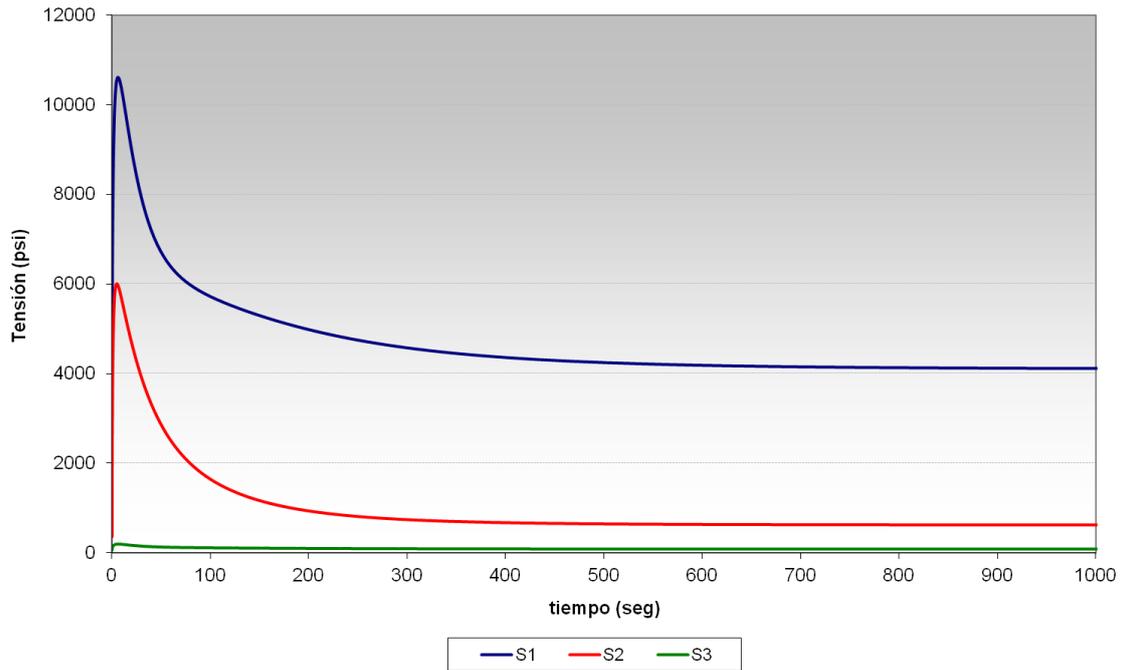


Figura III.119. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -90$ °F).
Localización: Safe end. (Caudal 25% en AA)

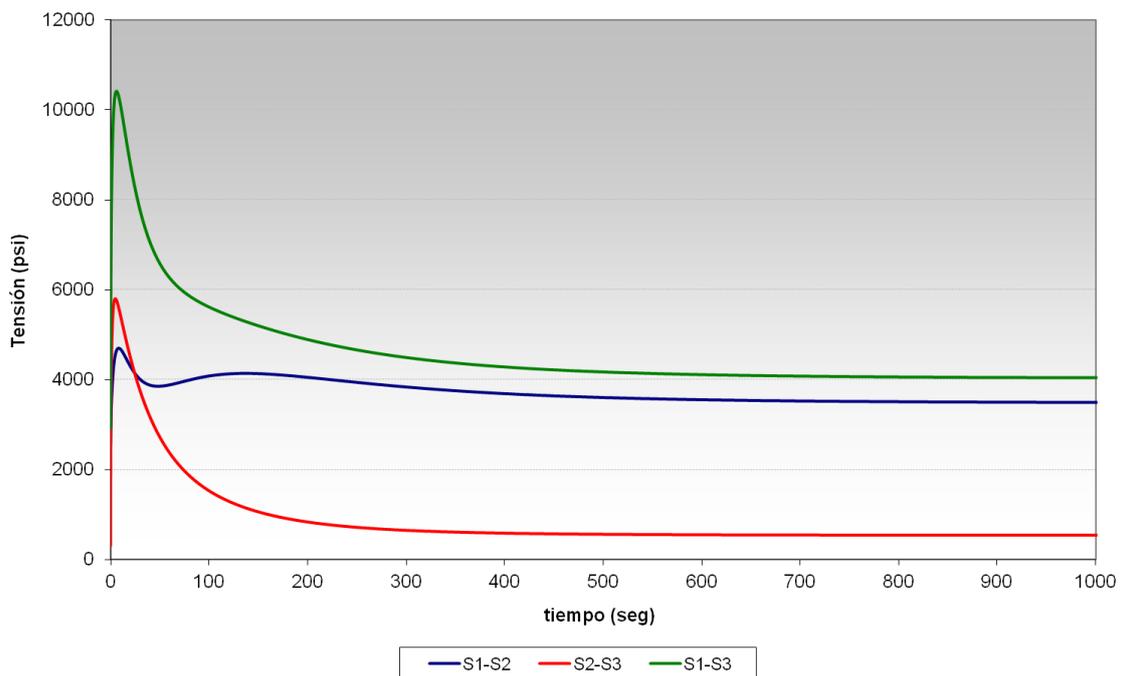


Figura III.120. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales.
Localización: Safe end. (Caudal 25% en AA)

En la Figura III.122 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura 5.4), se comprueba que el acoplamiento es positivo, ya que la Función de Green obtenida sin

precarga es creciente (acoplamiento negativo) y con precarga también es creciente (se cambia el signo del acoplamiento).

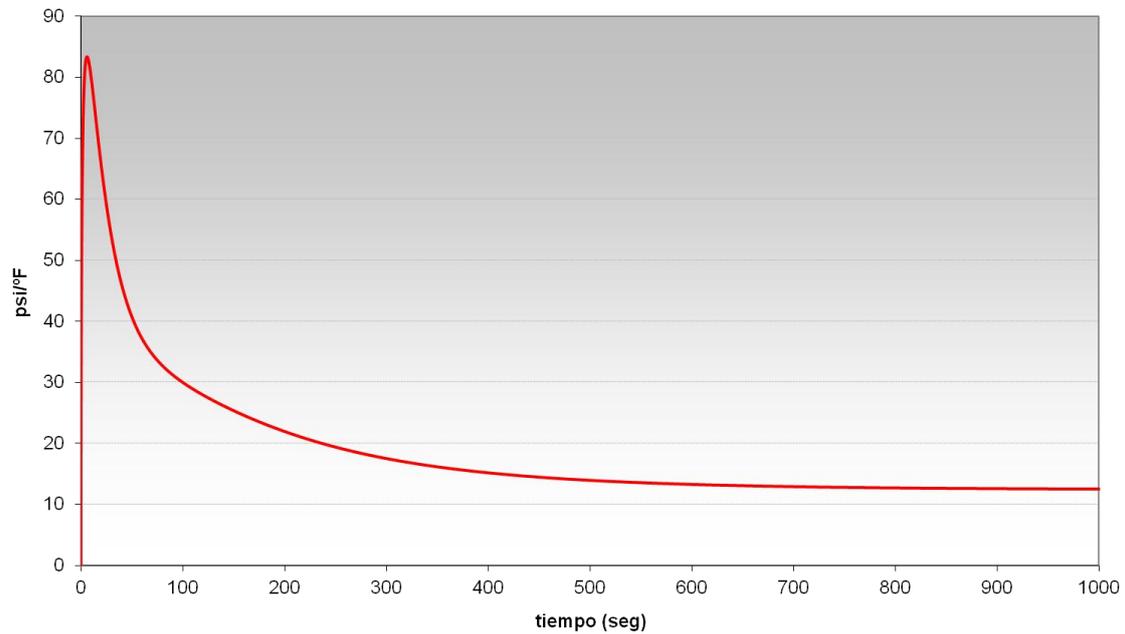


Figura III.121. *Función de Green. Localización: Safe end. (Caudal 25% en AA)*

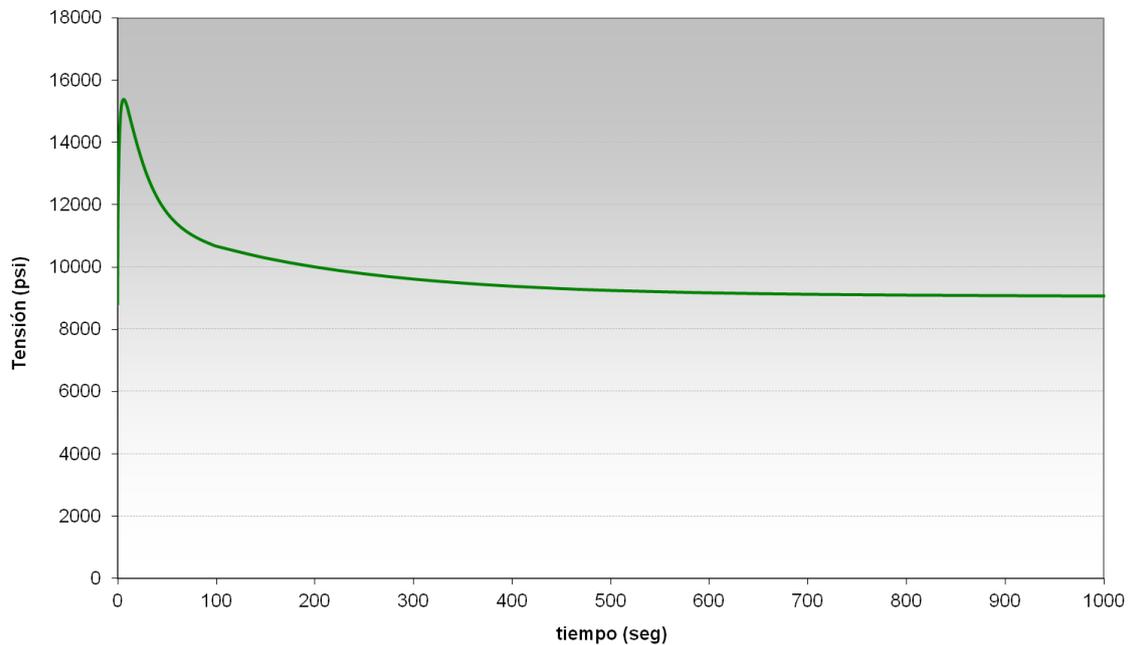


Figura III.122. *Tensiones térmicas ($\Delta T = -90$ °F) previa precarga de presión. Localización: Safe end. (Caudal 25% en AA)*

III.2.2.2. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: BLEND RADIUS (MATERIAL BASE)

Los efectos de la variación de caudal son prácticamente inapreciables en el estado tensional de esta localización, y como se podrá comprobar los estados tensionales con alto y bajo caudal son prácticamente idénticos. En la Figura III.123 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Blend radius* (material base) ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.124 se muestran las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59]. En este caso no se aprecia ninguna “intersección” entre las tensiones principales, las cuales se encuentran claramente separadas, y por tanto el resultado es idéntico que si se fija la dirección de las tensiones principales, ya que ésta no varía.

En la Figura III.125 se representa la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.124, donde se puede apreciar como la mayor variación de tensiones corresponde a (S_1 - S_3). En la Figura III.126 se muestra la Función de Green obtenida para esta situación analizada. En la Figura III.127 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura 5.4), se comprueba que el acoplamiento es positivo, ya que la Función de Green obtenida sin precarga es creciente (acoplamiento negativo) y con precarga también es creciente (se cambia el signo del acoplamiento).

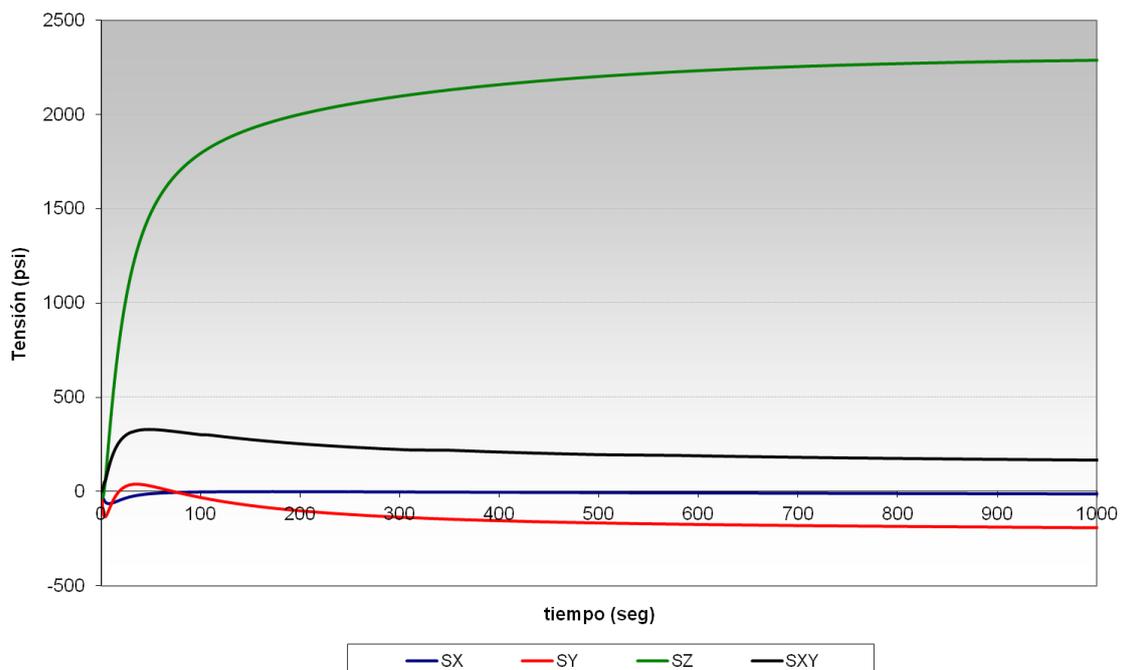


Figura III.123. Componentes de tensión trasladadas al origen ($\Delta T = -90$ °F). Localización: *Blend Radius* (Material base). (Caudal 25% en AA)

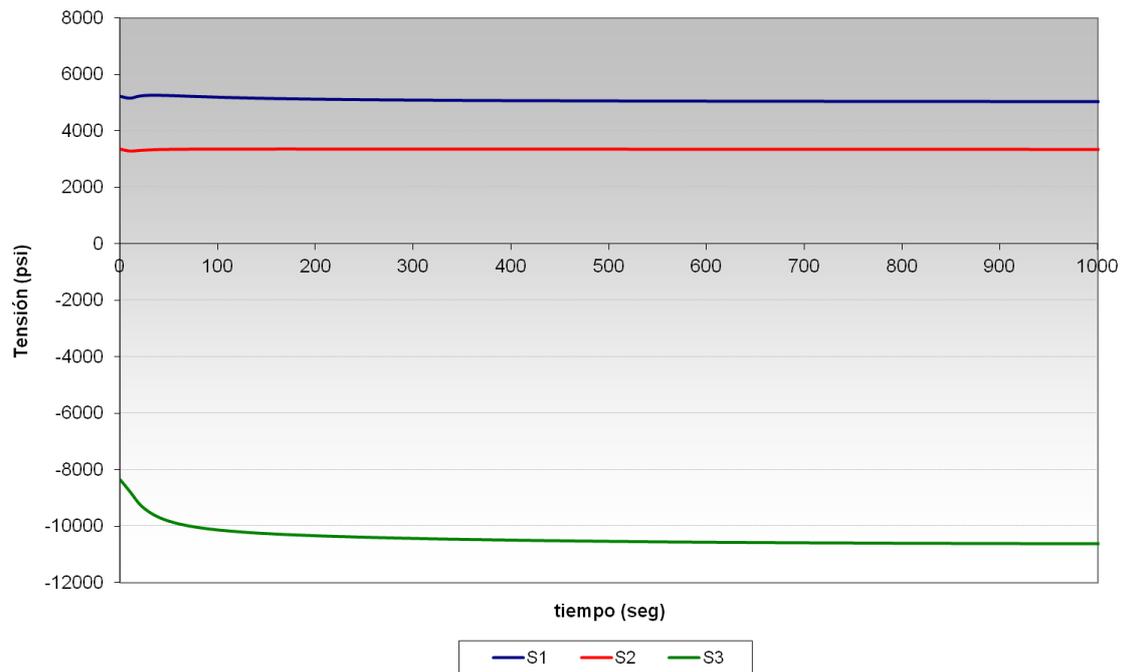


Figura III.124. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -90$ °F).
Localización: Blend Radius (Material base). (Caudal 25% en AA)

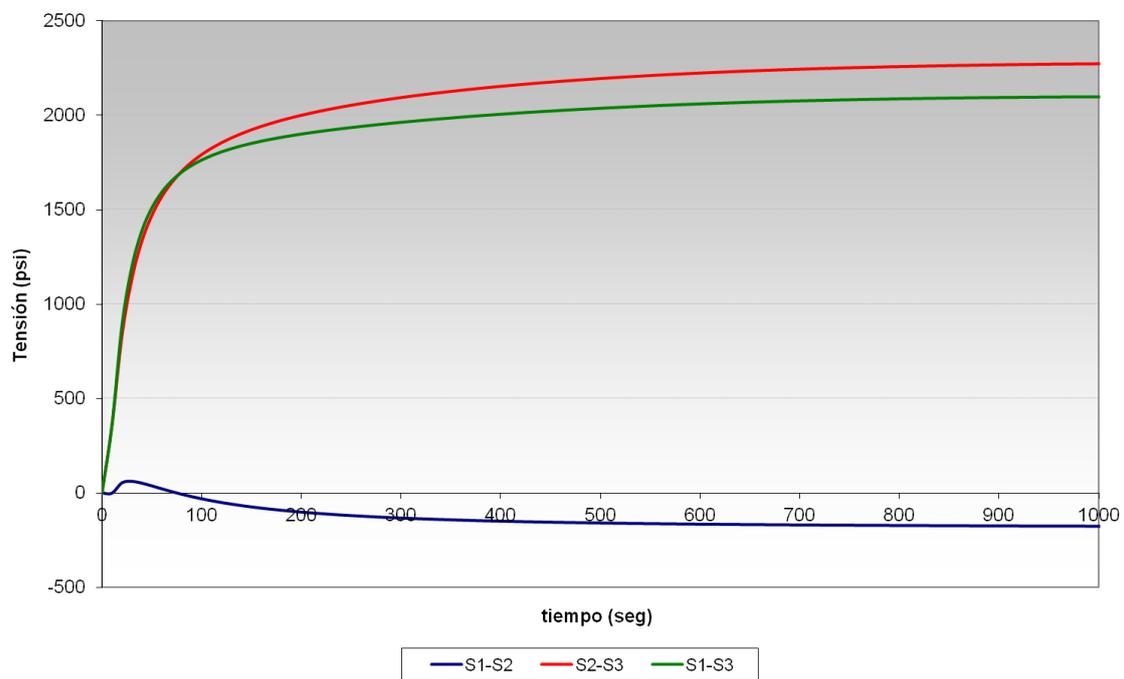


Figura III.125. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales.
Localización: Blend Radius (Material base). (Caudal 25% en AA)

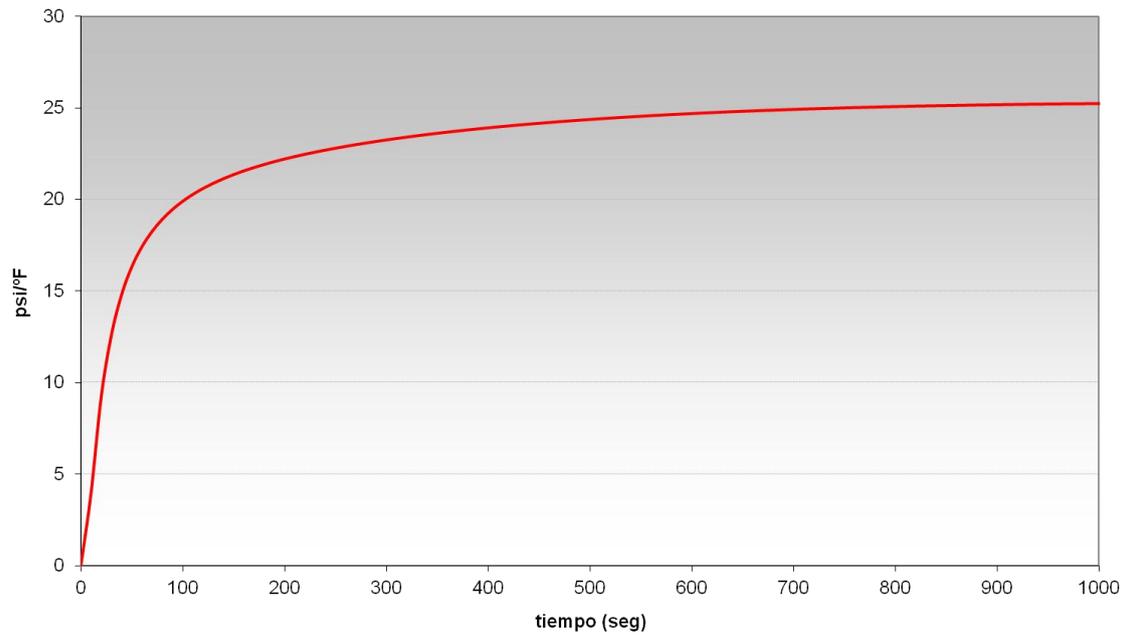


Figura III.126. *Función de Green. Localización: Blend Radius (Material base)
(Caudal 25% en AA)*

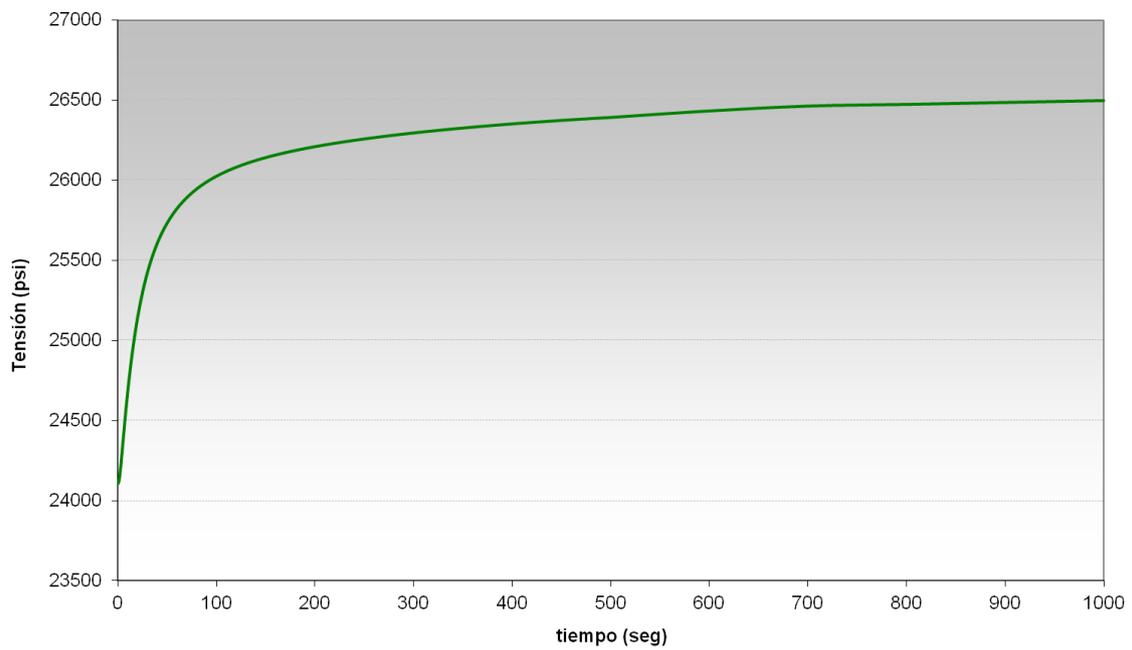


Figura III.127. *Tensiones térmicas ($\Delta T = -90$ °F) previa precarga de presión.
Localización: Blend Radius (Material base) (Caudal 25% en AA)*

III.2.2.3. LOCALIZACIÓN CRÍTICA: BLEND RADIUS (CLADDING)

Como ya ocurriera en el material base, los efectos de la variación de caudal en el *cladding* son prácticamente inapreciables en el estado tensional considerando alto y bajo caudal. En la Figura III.128 se muestran las componentes de tensión S_x , S_y , S_z , S_{xy} , S_{yz} y S_{xz} obtenidas en el *Blend radius (cladding)* ante la variación térmica anteriormente indicada. En la Figura III.129 se muestran las tensiones principales calculadas directamente mediante un programa de elementos finitos [59]. En este caso no se aprecia ninguna “intersección” entre las tensiones principales, las cuales se encuentran claramente separadas, y por tanto el resultado es idéntico que si se fija la dirección de las tensiones principales, ya que ésta no varía.

En la Figura III.130 se representa la diferencia de tensiones principales correspondientes a la Figura III.129, donde se puede apreciar como la mayor variación de tensiones corresponde a (S1-S3). En la Figura III.131 se muestra la Función de Green obtenida para esta situación analizada. En la Figura III.132 se muestran las tensiones obtenidas al simular la variación térmica conjuntamente a una precarga (de presión). Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 5 para conocer la orientación de las Funciones de Green, esto es, su acoplamiento (ver Figura 5.4), se comprueba que el acoplamiento es positivo, ya que la Función de Green obtenida sin precarga es creciente (acoplamiento negativo) y con precarga también es creciente (se cambia el signo del acoplamiento).

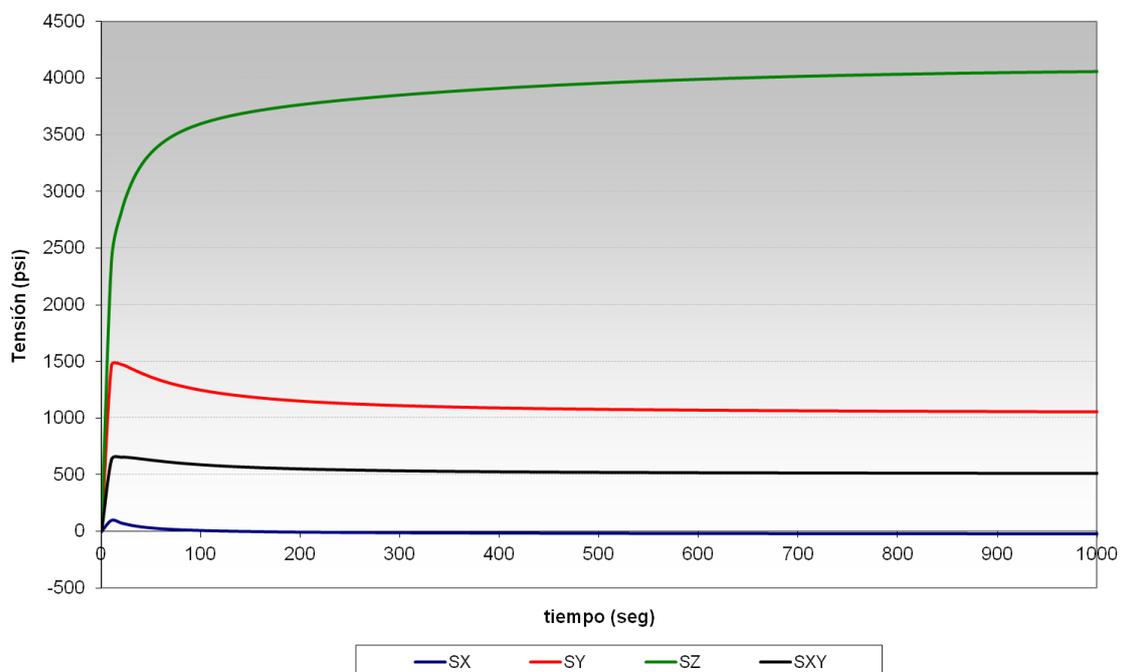


Figura III.128. Componentes de tensión trasladadas al origen ($\Delta T = -90$ °F). Localización: *Blend Radius (cladding)*. (Caudal 25% en AA)

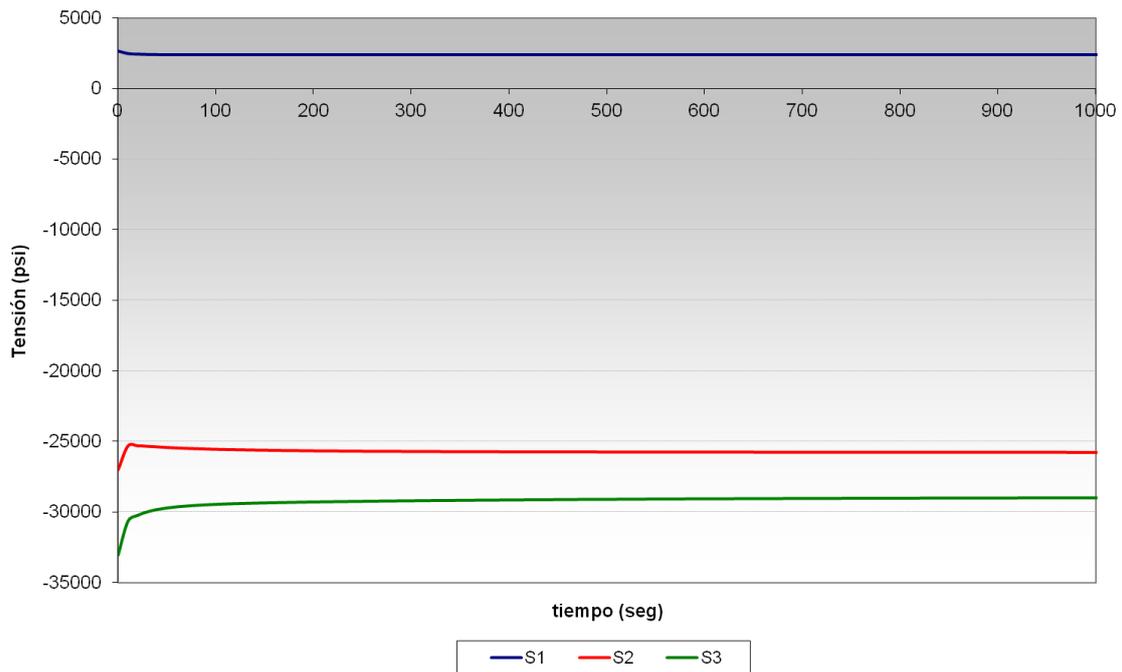


Figura III.129. Tensiones principales sin fijar las direcciones principales ($\Delta T = -90$ °F).
Localización: Blend Radius (cladding). (Caudal 25% en AA)

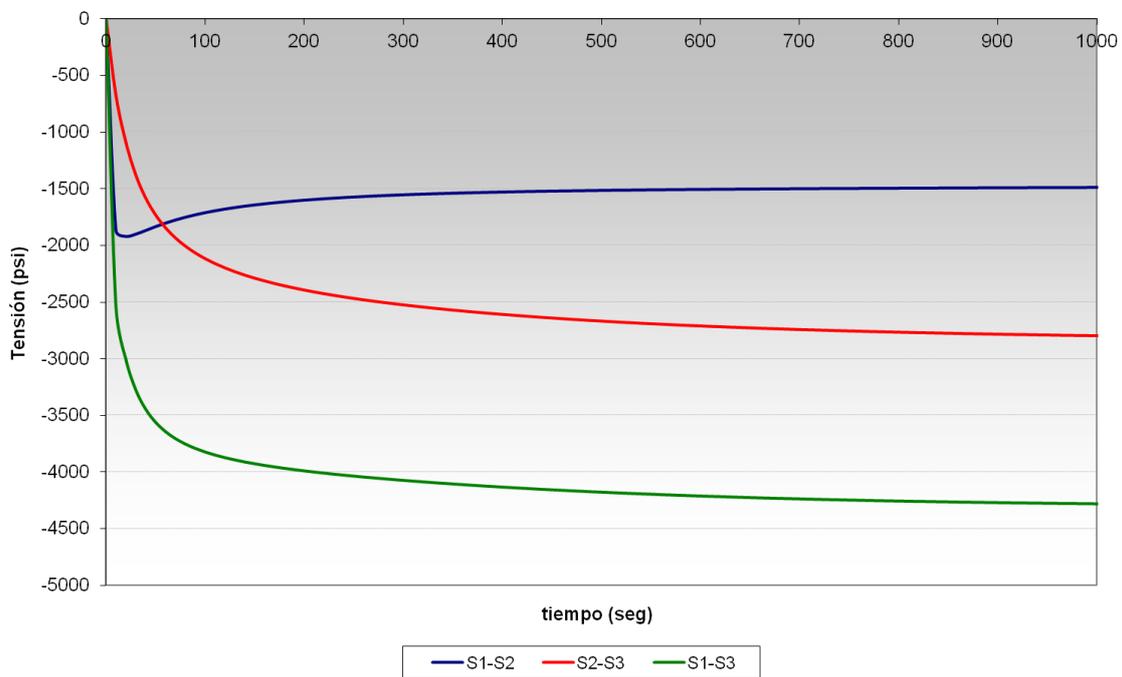


Figura III.130. Diferencia de tensiones principales sin fijar las direcciones principales.
Localización: Blend Radius (cladding). (Caudal 25% en AA)

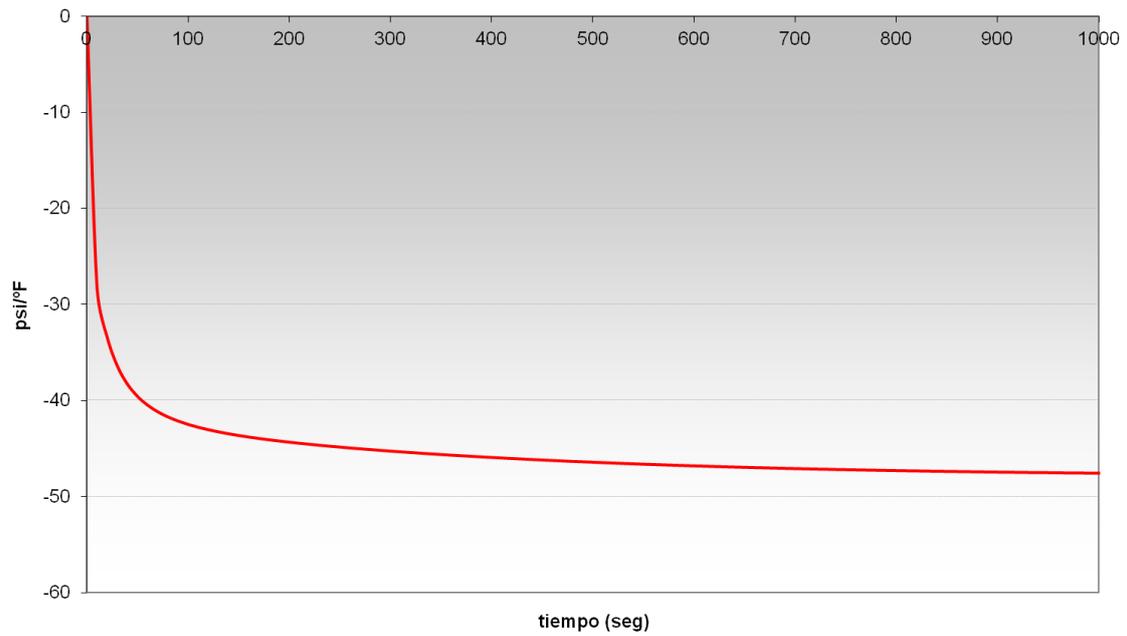


Figura III.131. *Función de Green. Localización: Blend Radius (cladding)
(Caudal 25% en AA)*

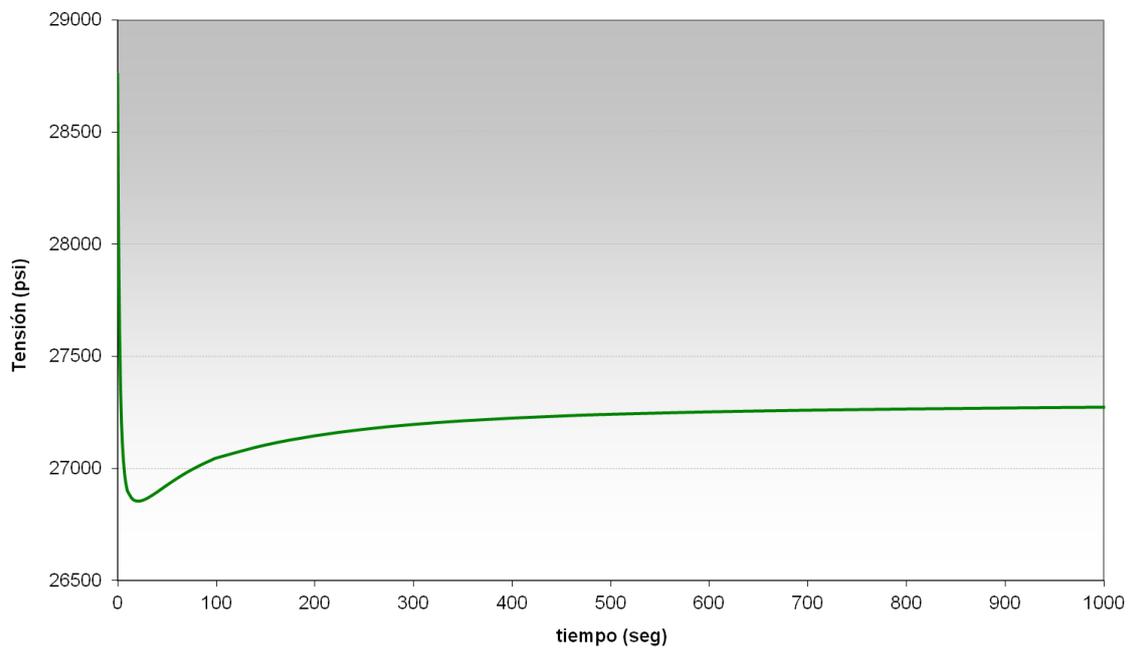


Figura III.132. *Tensiones térmicas ($\Delta T = -90$ °F) previa precarga de presión.
Localización: Blend Radius (cladding) (Caudal 25% en AA)*